
CHINA ELECTRICAL

中国电气 工程大典

ENGINEERING CANON

中国电气工程大典编辑委员会

第 4 卷

火力发电工程(下)

主编 严宏强 程钧培 都兴有 何木云
黄其励 倪维斗 赵 洁 赵 毅



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

内 容 提 要

《中国电气工程大典》是由中国电工技术学会、中国机械工程学会、中国电机工程学会、中国动力工程学会和中国水力发电学会共同组织全国电气工程各领域的著名专家、学者编纂而成的。它是一部全面系统反映电气工程各领域最新成就和技术水平的综合性工具书。《中国电气工程大典》包括现代电气工程基础、电力电子技术、电气工程材料及器件、火力发电工程、水力发电工程、核能发电工程、可再生能源发电工程、电力系统工程、电机工程、输变电工程、配电工程、船舶电气工程、交通电气工程、建筑电气工程、电气传动自动化等15卷。

本书为第4卷，火力发电工程卷。主要内容包括概论，火力发电厂设计，锅炉，汽轮机，汽轮发电机（同步发电机），自动控制系统，电站系统与辅机设备，超临界、超超临界机组，大型循环流化床锅炉，大型空冷式汽轮机组，热电联产机组，燃气轮机及联合循环机组，燃煤的燃气—蒸汽联合循环机组，内燃机电站，电站环保技术，火力发电厂运行。

本书主要供火力发电工程的设计、制造、运行、科研和管理等方面的工程技术人员查阅使用，也可供高等院校相关专业师生参考。

图书在版编目（CIP）数据

中国电气工程大典. 第4卷, 火力发电工程 / 程钧培等主编; 中国电气工程大典编辑委员会编. —北京: 中国电力出版社, 2009

ISBN 978-7-5083-8179-4

I. 中… II. ①程…②中… III. ①电力工程—中国②火力发电—电力工程—中国
IV. TM TM621

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2008) 第 202082 号

中国电力出版社出版发行

(北京三里河路6号 100044 <http://www.cepp.com.cn>)

北京盛通印刷股份有限公司印刷

各地新华书店经售

*

2009年5月第1版 2009年5月北京第1次印刷

880mm×1230mm 1/16 · 121印张 · 5237千字 · 2插页

上、下册定价共 480.00 元

敬告读者

本书封面贴有防伪标签，加热后中心图案消失

本书如有印装质量问题，我社发行部负责退换

版权专有 翻印必究

中国电气工程大典卷目

卷 目	篇 目
第1卷 现代电气工程基础	1. 电磁场基础 2. 电路与电网络分析基础 3. 电磁兼容基础 4. 现代电磁测量技术基础 5. 电工材料基础 6. 高电压技术基础 7. 脉冲功率技术基础 8. 电气安全技术基础 9. 电工新技术 10. 电工标准化与合格评定, 电工计量
第2卷 电力电子技术	1. 概论 2. 电力电子器件 3. 电力电子器件应用基础 4. 基本电力电子电路 5. 电力电子控制技术 6. 电力电子软开关技术 7. 电力电子多电平技术 8. 电源技术 9. 电力电子系统中的磁技术 10. 电力电子技术 in 电力传动中的应用 11. 电力系统中的电力电子装置 12. 电力电子电路 系统建模及计算机仿真 13. 电力电子电路 系统电磁兼容设计 14. 电力电子系统集成
第3卷 电气工程材料及器件	1. 绝缘材料 2. 磁性材料 3. 导体材料及制品 4. 电气功能材料 5. 电线电缆 6. 电池
第4卷 火力发电工程 (上、下)	1. 概论 2. 火力发电厂设计 3. 锅炉 4. 汽轮机 5. 汽轮发电机 6. 自动控制系统 7. 电站系统与辅机设备 8. 超临界、超超临界机组 9. 大型循环流化床锅炉 10. 大型空冷式汽轮机组 11. 热电联产机组 12. 燃气轮机及联合循环机组 13. 燃煤的燃气-蒸汽联合循环机组 14. 内燃机电站 15. 电站环保技术 16. 火力发电厂运行
第5卷 水力发电工程	1. 水力发电工程通论 2. 水轮机 3. 水轮发电机 4. 电气主接线和电气设备 5. 水电站自动控制综合系统与装置 6. 水电站运行 7. 抽水蓄能电站
第6卷 核能发电工程	1. 概论 2. 压水堆核电厂 3. 核电厂的建造 4. 核电厂的调试及营运 5. 先进压水堆核电厂 6. 下一代先进核能系统
第7卷 可再生能源发电工程	1. 概论 2. 太阳能光伏发电技术 3. 太阳热发电 4. 风力发电 5. 生物质能发电 6. 海洋能发电 7. 地热发电

卷 目

篇 目

第8卷
电力系统工程

1. 电力系统规划 2. 远距离大容量交流输电系统 3. 高压直流输电系统 4. 灵活交流输电系统 5. 电力系统互联 6. 电力市场 7. 电力系统可靠性 8. 电力系统分析与仿真 9. 电力系统有功功率调整和频率控制 10. 电力系统无功补偿和电压控制 11. 电力系统稳定性及稳定控制 12. 电力系统控制理论与方法 13. 电力系统调度及调度自动化 14. 电力系统继电保护和安全自动装置 15. 电能质量 16. 配电系统及其自动化 17. 电力系统通信 18. 电力信息系统 19. 超导电力技术 20. 分布式能源电力系统

第9卷
电机工程

1. 电机通论 2. 同步电机 3. 感应电机 4. 直流电机 5. 特种电机

第10卷
输变电工程

1. 输电系统 2. 变电系统 3. 变压器、电抗器、互感器、电容器和调压器 4. 高压开关设备 5. 绝缘子和避雷器 6. 直流输电设备 7. 特高压输电技术 8. 输变电系统过电压与绝缘配合 9. 输变电系统的电磁环境 10. 高电压试验设备与电气绝缘试验 11. 设备状态在线监测与故障诊断技术

第11卷
配电工程

1. 概论 2. 低压电器 3. 低压成套开关设备和控制设备 4. 低压电器与成套设备可靠性技术 5. 低压电器试验与检测技术 6. 低压成套开关设备和控制设备试验与检测技术

第12卷
船舶电气工程

1. 概论 2. 船舶电机与电器 3. 船舶电站 4. 船舶电力系统 5. 船舶电力推进 6. 船舶机械电气控制 7. 综合船桥系统 8. 船舶电磁防护技术 9. 船舶电磁兼容 10. 船舶电气工艺

第13卷
交通电气工程

1. 汽车电气 2. 轨道交通电气

第14卷
建筑电气工程

1. 概论 2. 建筑电气的规范及标准 3. 建筑物电气装置标准 4. 建筑中压配电系统工程 5. 低压供配电系统 6. 建筑工程常用电器系统 7. 建筑照明 8. 建筑电气消防系统 9. 建筑设备监控系统 10. 安全防范系统与工程 11. 通信网络及信息系统 12. 防雷与接地 13. 建筑物电磁兼容技术

第15卷
电气传动自动化

1. 概论 2. 电气自动控制策略 3. 计算机控制技术 4. 电气传动控制系统 5. 装备制造电气自动化 6. 电气传动自动化的应用

本卷后记

《火力发电工程》卷的编制背景主要有以下两方面：

一、原电力部门的体制改革后，厂网分开。设计院和研究院、所改制成企业，中国电机工程学会和中国水力发电学会挂靠在国家电网公司，属于行业性质的是中国电力企业联合会。对火力发电工程项目而言，实行业主负责制，业主是发电集团，设备采购、设计与施工等由业主招标评定，设备招标书由设计单位起草。由于业主不同，从横向看，卷中不可避免地出现一些名词定义不统一等情况。

二、火力发电发展迅猛。在市场机制竞争中，火力发电已经从 300、600MW 级亚临界参数提升到 600、1000MW 级超临界、超超临界参数；不仅有湿冷（wet-cooling）汽轮机，而且在三北缺水地区上了一大批干冷（dry-cooling）汽轮机；供热汽轮机要求亚临界三抽 300MW 级、超临界双抽 600MW 级，工业抽汽压力达到 4.0MPa；燃煤矸石的循环流化床锅炉要求配 300MW 机组，出口到越南的两台亚临界循环流化床锅炉并列供一台 300MW 汽轮发电机组；有以天然气、液化天然气、高炉煤气、焦炉煤气等为燃料的燃气轮机及其联合循环机组和 IGCC 等；还有出口巴西的 60Hz 300MW 机组。单轴 3000r/min 水氢氢汽轮发电机的额定容量（ S_N ）为 1111MVA，最大连续容量（ S_{max} ）为 1222MVA，额定功率因素（ $\cos\varphi_N$ ）为 0.9，额定电压已达 27kV；空冷（air-cooling）发电机已能配套 200、300MW 级汽轮机。因此，卷中有若干不同的术语、定义和标准。

基于以上背景，将过去与现在存在的若干情况简述如下：

1 有关的技术标准体系

1.1 对国内的国家标准（简称国标，GB）、行业标准（简称行标，如 JB、DL、SD）与企业标准（简称企标），改革开放前只认国标“不能超越”，进入市场经济且融入竞争机制后，行标中有些条款就可高于国标，企标还可高于行标。

1.2 我国已加入国际标准组织，国标改革的方向是向国际标准（如 ISO、IEC、IEEE 等）靠拢，有的“等同”缀以 idt，有的“等效”缀以 eqv，对 ASME、ASTM、DIN 等视作国际先进标准。产品质量按标准实行优质优价。

1.3 在计划经济时代，往往将国标、部标视作强制性标准。改革开放后，除了如安全作业及国家政策规定的如环保、职业卫生（如 GBZ）、消防等条款，其余均为指导性条款，其中一些条款应当在供需双方的合同、协议中商定。

1.4 体现在火电机组的有关标准，改革开放前其建立的来源多出自苏联，20 世纪 80 年代初通过 300、600MW 亚临界机组引进燃烧工程公司（CE）的锅炉、西屋公司（WH）的汽轮机与发电机、与 EBAS 工程公司的火电站设计技术，采用的标准都属美国的体系。进口机组如三菱重工（MHI）、三菱电机（MELCO）技术转让来自 CE、WH，日立（HITACHI）、东芝（TSB）技术转让来自 GE。只是 SIEMENS、ALSTOM（过去是 ALSTHOM、BBC、ABB、GEC）等属于欧洲体系，包括锅炉引进技术的 B&W、FW 也属美国体系。现涉及的标准又有 JIS、BS 等，以至 EN。招标书中的要求是通用性的，有些条款不一定能符合某一方的，不宜强求，原则上尊重产品技术来源方的标准，这也是“谈判指南”的两条前提，包括引进燃气轮机联合循环制造技术^①。

1.5 引进技术就要消化、吸收而国产化以至创新。在中国加入 WTO 后，又多了一个本土化（本地化）。外商有的在国内投资、合资甚至控股建厂，有的外商在东欧、东南亚等地设厂。前者就与“原产地进口”不符，后者也属于“进口”，这就与过去一般所谓的进口就有理解上的不同。

1.6 值得注意的是，有的还把小机组的一些条款、不能适应不同结构的条款、配套条件不充分的条款，或者掌握如超临界、超超临界机组转让技术内容与标准不够的情况，以及多个专业技术配合等情况需要进行综合处理。

2 参数与容量匹配

2.1 引进亚临界 300、600MW 机组技术之前，电力行业的主机参数系列基本与 SD 264—1988《火力发电厂汽轮机、锅炉、汽轮发电机参数系列标准（试行本）》规定的参数相匹配。

2.1.1 300、600MW 固定式凝汽式汽轮机的额定功率是指汽轮机在下列条件下运行时，并且在扣除非同轴励磁机及其控制系统所耗电功率后，在发电机端连续地输出功率。

- (1) 蒸汽参数、转速、冷却水量及冷却水温度的额定值。
- (2) 设计的回热系统和给水加热温度。
- (3) 补给水为零。
- (4) 带汽动给水泵为主泵的机组，汽动给水泵投运。

额定功率的额定初蒸汽压力为 16.7MPa (170ata)，额定过热/再热蒸汽入口温度为 537℃/537℃，给水加热温度为 260~290℃ (偏差应不大于±5℃)，额定功率与经济功率非常接近。

凝汽器的冷却水温度有 15、20℃和 25℃三种标准等级，除需方提出要求外，一般以 20℃为设计值。在额定工况和设计冷却水温度为 20℃时，汽轮机凝汽器汽侧压力应符合 4.41~5.39kPa (0.045~0.055ata) 的范围。

2.1.2 锅炉额定蒸发量约为汽轮机额定进汽量的 108%~110%。此蒸发量能满足汽轮机在冷却水温为 33℃时带额定功率的耗汽量，并考虑了汽轮机老化等需增加的蒸汽耗量，以及机组自用蒸汽等因素^②。该额定蒸发量 (也是汽轮机通流能力) 与目前通称的锅炉最大连续蒸发量接近。在该额定蒸发量下，锅炉应保证设计热效率。配 300、600MW 汽轮机的额定蒸发量是 1025.200 8t/h。过热/再热蒸汽出口压力为 17.5MPa (178ata)、温度为 540℃/540℃，给水温度为 260~290℃。

2.1.3 配 300、600MW 汽轮机的发电机额定容量是 353、667MVA；额定功率因素 ($\cos\varphi_N$) 是 0.85、0.9；短路比 (SCR) 大于 0.50 或 0.45；效率 (包括轴承损耗在内) 大于 98.7%或 98.75%；海拔不超过 1000m；还规定了各种冷却方式下冷却介质温度。

2.2 引进技术亚临界 300、600MW 级机组后的参数与容量匹配。

2.2.1 WH 转让技术的范围为：

等级	汽轮机出力	发电机输出	转速
300MW 级	300~350MW	350~410MVA	3000r/min 与 3600r/min
600MW 级	600~690MW	670~765MVA	3000r/min 与 3600r/min

汽轮机入口汽压：2400psig，折算到国家法定计量单位为 16.67MPa (a)，原水电部定为 16.7MPa。汽温：1000 °F，折算到国家法定计量单位为 537.7℃，原水电部定为 537℃。有的工程使用 16.67MPa (a)，也有使用 16.7MPa (a)，538℃的。相应锅炉过热器/再热器出口压力用 17.5MPa (a)，过热器/再热器出口汽温对应为 540、541℃。

2.2.2 汽轮机的额定功率按 GE Turbine state-of-the-Art Technology Seminar 1993，基于排汽压力为 3.5in HgA (汞柱)，即背压为 11.8kPa 与补水率 (MU make up) 是 3%。按其通流结构有一个保证的进汽量^③。在 DL/T 892—2004《电站汽轮机技术条件》中，称汽轮机的额定功率为 TRL (Turbine Rated Load)。

由于流量系数与其期望值有偏差的影响及加工制造的公差等，汽轮机设计的流量比额定出力增加了 5%，则称为设计或阀门全开 (VWO) 流量。机组 (unit) 设计有阀门全开流量与进汽压力为 105%的额定汽压可安全运行，从而使电厂具有运行的灵活性。这样，一台额定功率为 500MW 的机组在 3.5in 汞柱背压及补水率为 3%时，其出力是保证的；在额定汽压下阀门全开运行时，可能期望出力为 523MW (增加出力略小于 5%)。在 105%额定汽压阀门全开安全运行时，可能期望出力为 545MW。如果背压降到如 2in 汞柱 (约 6.75kPa)、补水率为 0 时，就可能出力为 550MW，此时，最大期望能力可达 110%额定功率。

2.2.3 除了背压，在电力、机械两部 1980 年引进 300、600MW 机组谈判中，WH 公司的投标建议书^④《汽轮机—发电机之设备摘要》中提到：

- (1) 汽轮机：300MW 运行设计条件 169kg/cm² at, 0.05ata 排汽压力，0 补水率。
- (2) 发电机：385kVA, 0.85p-f, 运行氢压为 4.218kg/cm², 0.50SCR, 18kV, 氢内冷。
- (3) 励磁机：无刷励磁系统。

汽轮机规范中提到：

- (1) 性能：热耗中包括发电机所有损耗及励磁和励磁机的耗功。

(2) 主蒸汽流量：由于制造公差，设计有 5%的流量裕度 (flow margin) 以匹配最大保证出力 (max guaranteed output)。

(3) 超压 (OP, Over Pressure)：机组可在按最大计算 5%超压热平衡参数时调门全开、105%额定汽压下安全连续运行。如机组在 105%额定汽压下安全连续运行，则机组要有设计在低于规定汽压 5%及 5%流量裕度以匹配保证的出力。

建议书中关于 VWO 流量的保证说明如下：

- (1) 汽轮机计算的 VWO 临界流量 (swallowing capacity) 是 105%额定流量。
- (2) 确认汽轮机能在额定汽压下 VWO 位置安全运行，该临界流量可在性能保证试验中测得。

- (3) 由于不确定因素, 实际 VWO 流量不同于计算值。
- (4) 计算 VWO 的设计裕度是为保证额定负荷所需或者说临界流量是为汽轮机的保证的数值。
- (5) 它是国际公认通用的一个众所周知的方法程序。
- (6) 如果在 VWO 位置时, 实际临界流量不同于计算值, 这也就是汽轮机供应方不承担责任的原因。

2.2.4 在上述建议书中, 除了背压按我方原要求外, 流量裕度、超压都表述得很清楚。至于电力方面招标中的“TMCR”是基于“TRL”而列的, 见 DL/T 892—2004《电站汽轮机技术条件》:

(1) 额定功率或铭牌功率 (Turbine Rated Power or Nameplate Load, TRL) 是指在额定的主蒸汽及再热蒸汽参数、背压为 11.8kPa 的绝对压力, 补给水率为 3% 时所发出的功率。

(2) 最大连续功率 [Turbine Maximum Continuous Rating (electrical generation Set), TMCR (发电机组)] 是指在额定的主蒸汽及再热蒸汽参数下, 主蒸汽流量与额定功率的进汽量相同, 考虑年平均水温等因素规定的背压, 补给水率为 0 时所发出的功率。

这里的“TMCR”在 GE 资料中属期望能力, 按 WH 则也应属能力 (capability) 而不是额定, 当以冷端条件按汽轮机厂保证的通流叶片在热平衡图中标出其功率能力值。一个设备出现两个额定, 显然易使人费解, 而 IEC45-1 (International Electrotechnical commission, steam turbines, Part1 specifications) 中:

3.5 功率 (power) 也称出力 (output) 或负荷 (load)

发电机组的最大连续额定功率 [Max Continuous Rating (electrical generation Set), MCR]: 供方的汽轮发电机组在规定的终端条件下, 没有超过规定的寿命, 不受时间限制的指定的出力, 且保证热耗率, 也不需调门全开, 称为额定出力, 额定功率或额定负荷。

按 IEC45-1 中 6.2, 同 DL/T 892—2004 中 6.2, “偏离额定参数的极限值”是指“运行中”汽轮机应能承受额定参数在下述极限值内的变化, 而“不是额定参数的挡次”。现详述如下:

主蒸汽压力, 在任何 12 个月的运行中, 汽轮机进口的平均主蒸汽压力不应超过额定压力。为保持此平均值主蒸汽压力不应超过额定压力的 105%, 以偶然出现不超过 120% 额定压力的波动也是许可的, 但是这种波动在任何 12 个月的运行期中累计不得超过 12h。

这里的 MCR, 其终端参数当由供方按需方招标要求做出响应, 并提供各期望值。如有差异或建议, 双方可共同商议, 需方当在比较后再作认定。IEC45-1 中的 MCR 与 DL/T 892—2004 的“TMCR”显然是不同的。当然, DL/T 892—2004 中, 由于“TRL”与“TMCR”中都有“R (rated、rating)”易使人误解有两个额定, 于是出现了诸如“额定”与“铭牌”分离, 有的将 TRL 当作能力工况, 而将 TMCR 当作“额定”, 甚至把“TMCR”当作 20℃ 循环水温度背压下或设计循环水温背压下的“额定”。如果这样, 不是不可, 但不应以此“TMCR”作额定时, 又加上“TRL”。过去, 在石横电厂第一台 300MW 引进技术的样板考核机组汽轮机的《技术协议书》中:

- 机组出力: 额定功率 (保证出力) 300MW
最大功率 (高压加热器正常投运时) 326MW
- 额定参数: 主汽门前蒸汽参数 压力 169.8at (2400psig)
温度 537℃ (1000 °F)
流量 922.36t/h
再热进汽阀前蒸汽参数 温度 537℃ (1000 °F)
再热流量 753.97t/h
给水温度 272.4℃
冷却水温度 额定冷却水温度 20℃
维持额定功率的最高冷却水温 33℃
背压 额定背压 (冷却水温 20℃) 5.39kPa (0.055ata)
维持额定负荷的背压 (冷却水温 33℃) 10.6kPa (0.108ata)
净热耗 (额定工况) 1930kcal/kWh

• 当冷却水温为 33℃, 汽轮机的背压升高至 10.6kPa (0.108ata) 时, 机组可抽额定厂用汽量, 如进汽压力是 105% 额定压力, 则可发出额定功率。

• 当机组为定压运行时, 主要工况的功率、流量、热耗率数据如下:

工况	汽量 (t/h)	功率 (MW)	热耗率 (kcal/kWh)
考核工况	922.36	300	1930
VWO 工况	968.48	312	1926
VWO+5%超压	1020.9	326	1920

所以,在水资源紧张循环水系统二次循环,又值夏季气温高的时候,循环水温为 33°C 、背压高达 0.108MPa (10.6kPa) 时,必须超压 5% 才能满发,不超压就不能满发。为此,只能铨大喷嘴降低效率以求满发。IEC45-1 中的 3.5 对此做了如下规定:

最大能力功率 (max capability): 指汽轮机在规定的终端条件下调门全开的出力 (又称阀门全开能力功率)。

最大过负荷能力功率 (max overload capability): 指机组调门全开,而规定有过负荷的终端条件如高压加热器切除 (被旁路) 或进口汽压升高时。

以上在 DL/T 892—2004 中分别称为最大计算容量与最大超负荷容量,而此处用“能力”是以区别于保证的额定,也区别于发电机习惯用的容量 (capability) 即视在功率 (apparent power)。

2.2.5 流量裕度留多少当属于汽轮机厂的设计、制造所需,在保证额定出力的前提下,当然也表现有能力的不同。

超压 5% (IEC) 或 10% (JIS 日本工业规格) 是为允许运行压力的波动而设置的,超压时就可以超发,但不是当作调峰的功能,也不是只有美国才有的技术,它的运行是有条件限制的,设备本身如不允许,制造厂应当提出,按制造厂要求,电厂应采取调控手段。

实际上,招标书目所要求的“TRL”、 5% 流量裕度、 5% 超压各汽轮机厂都能响应。但对引进日本技术超压 10% ,几乎没有业主提起过,即使超压 5% ,绝大多数业主也为了“压红线”没有使用运行过。有个别电厂使用过,由于“超发”没有予以政策支持,而在电网需要时不用。有的机组吃净裕度以改铭牌,也未考虑过超压 5% 。

主蒸汽压力升高时通常会使汽轮机发出超过其正常的功率,除非通过控制系统动作限制蒸汽流量。发电机及相关的电气设备可能承受不了这种额外出力,并且也可能引起汽轮机出现不应有的应力,因此买方应设置跟踪负荷的保护措施来限制汽轮机在上述情况下的出力。

目前,值得注意的是引进日本的技术,按 JIS 规定 OP 允许达到 10% ,因此,对钢种材质的选用要慎之又慎。不同国家、不同外企转让技术的机炉配合应相当,以免引发故障,又不抑制其所具有的技术性能。

要说明的是,不论超压 5% 或 10% ,在锅炉安全门的整定上应将此值考虑进去,而异常波动到 120% 额定压力,安全门就动作,此时就不匹配了,尤其亚临界参数下的汽包炉。至于汽轮机进口汽压参数为 17.5MPa 时,更需慎重选用。

尤其对于超临界、超超临界机组,就钢材而言,汽温比汽压更重要,运行时要控制好。IEC45-1 规定的主蒸汽温度和再热蒸汽温度在额定值不超过 566°C 时,其允许偏差可按下述规定,超过 566°C ,其允许偏差由供需双方商定。

在任何约 12 个月的运行期间,汽轮机任一进口的平均温度不应超过其额定温度。为保持此平均值,进口温度通常不应超出额定温度 8K ;若在异常情况下超出额定温度 8K 时,瞬时温度的值可在超过额定温度 $8\sim 14\text{K}$ 之间变化。但在此极限值之间,在任一 12 个月的总运行期中不能超过 400h 。在超过额定温度 $14\sim 28\text{K}$ 极限值之间运行 15min ,或以下的短暂波动运行也是许可的,但在此极限值之间,在任一 12 个月的总运行期中不得超过 80h 。任何情况下,汽温不应超过额定值 28K 。

如果通过两条或两条以上平行管道向汽轮机任一端点供汽,其中任何一条管道的蒸汽温度与另外任意一条的差异不应超过 17K ;只要是温度波动的时间在任一此期间不超过 15min ,其温差不超过 28K 是许可的,但最高温度的一条管道的蒸汽温度不应超过上一段中给出的极限值。

2.2.6 综上所述,不论是汽压、还是汽温的限内波动,目前都需要在线监测、监控与保护。

还有,迄今对湿冷的纯发电机组几乎无一例外地都必须适应电网调峰而变压运行。锅炉使用弹簧安全门,在汽轮机变压运行中,部分负荷跳闸情况下,这些安全门是不会动作的,如汽轮机跳闸与锅炉 MFT 连锁部件发生故障。据美国报导,曾发生过运行人员未及时紧急处理,过热器烧坏,水冷壁损伤而致早期损坏,即使美国也不使用相当昂贵的压力跟踪可变整定值的动力压力释放阀,而是在汽轮机上设旁路。现有旁路只考虑启停用,其容量是否适应,也值得研究。而且还涉及网机的关系,诸如快控汽门 (Fast Valving) 运行;机组甩负荷自带厂用电 (fast cutback) 等。

电网调峰对火电机组而言,主要表现在如 IEC45-1 中所述的 3.9 运行方式,例如
基本负荷运行:运行于额定负荷或接近额定负荷。

两班制运行:24h 中约有 16h 或不到 16h 以额定功率或较大功率运行,其余时间停用。

一班制运行:在 24h 中约有 8h 以额定功率或较大功率运行,其余时间停用。

周期性负荷运行:机组按一定规律以高、低负荷交替运行。

尖峰负荷运行:尖峰用电时,机组短期 (一般为 $1\sim 3\text{h}$) 以较高负荷运行。每天尖峰次数不定,其余

时间停用。

至于火电机组的变负荷方式见 IEC45-1 中 3.10。对汽轮机而言有：定压运行、滑压运行、改进型滑压运行、复合运行、节流调节、喷嘴调节。

在电网中，从技术经济优化而言，机型不一定划一，不同机型有其不同特点，可因电网需要设置不同型式。另外，锅炉—机组的监控、保护等都应配套。从调度运行上来说，对机组应考虑热应力带来的问题，锅炉热应力响应的时间比汽轮机还慢。

用 AGC 时，相对电气而言，如机组本身没有跟踪控制措施，由于升降负荷率的不同与限制，势必影响设备的额外运行寿命消耗。而超临界、超超临界机组在低负荷变压运行，实际上处于亚临界状态，这样就失去了节能减排的效益了。因此从电网调度而言，包括一、二次调频，就应综合安排以求最高效益。

对如老机组经通流部分改造，由于汽轮机改造效率的提高，汽耗率降低，富余的蒸汽流量就可用作增容，效益显著。至于汽轮机改铭牌按增容 10% 计，是以未超过 BMCR 而定，包括“吃掉了”原定的裕度。若背压是 20℃ 循环水温，则需考虑 33℃ 循环水温的出力，包括真空系统不严密因素，可能锅炉 BMCR 又略显不足。根据试验未发现汽水品质不合格，估计 BMCR 设计尚留有裕度，这就由业主方确认。引进技术前后“额定”规定的终端条件不同，还有进口机组使用的标准也不同，合同规定条件不同，仅以铭牌值而缺少冷端条件是不够准确的。一个机组冬夏出力不同，即使昼夜也有不同，建议：因时因地不同，以电厂所报“可调出力”来调度，这样比较公平、公正、合理。而调度部门最关心的还是过夏与调频。

2.3 发电机容量（视在功率）的匹配

2.3.1 在引进美国亚临界 300、600MW 技术前，发电机习惯等值使用汽轮机的额定功率。但是从发电机来说这只是有功功率，还有无功功率，因此有功率因数，发电机就有了视在功率或容量。例如，过去的 125、200、300MW 发电机容量其额定功率因数 $\cos\varphi_N = 0.85$ ，其额定容量 S_N 分别就是 147、235MVA 与 353MVA。在此要特别强调发电机的冷却方式，尤其水质、水温，一次冷却，还是二次冷却，以及冷却器针对水质所用的管材等。

2.3.2 引进 WH 发电机技术，最大的不同特点是容量与机炉匹配。例如，1980 年 WH 转让技术投标文件与 300MW 汽轮机配套的发电机容量不是 353MVA，而是 385MVA，约为 353MVA 的 1.09 倍。原水电部规划院去美国 EBAS 公司转让电站设计技术培训学习的组长徐国璋同志在 1981 年 8 月 13 日给水电部电传文件^⑤要求 300、600MW 机组的发电机保证的额定（能力）是 385、727MVA。1981 年 10 月 29 日，毛鹤年副部长签发的由规划院徐学镛副总拟稿，科技司陈尚文副司长和外事司俞思瀛副总核稿的复电有关该问题是“现与一机部商定第一台机按今年二月该部与西屋签订协议不变。第二台及今后批量生产的电机，该部表示可仿国外做法，按照用户提的容量配置”（727MVA 对应于 667MVA 也是 1.09 倍）。为此，原水电部以（83）水电技字第 37 号“关于寄送优化设计 300、600MW 汽轮发电机主要技术要求的函”给原机械部附件中要求：

	300MW	600MW
额定容量	358MVA	667MVA
最大连续可能容量	386MVA	727MVA
	($\cos\varphi_N = 0.85$)	($\cos\varphi_N = 0.9$)

（冷却水温为 20℃ 时，如果需要也可以提高氢压）

这个文件存在的缺陷是，电气处拟稿后未经热工处会签，也未经负责引进技术的陈尚文副司长签发。385MVA 改为 386MVA 无任何影响，而额定容量的氢冷却器冷却水温、水质没有注明，按当时 WH 转让技术的建议书中汽轮机额定功率为 300MW 的冷端条件是额定循环水温为 20℃（额定背压为 5.39kPa）。发电机容量是 385MVA，似乎已能匹配现在 TRI 冷端条件的最大可能出力，尤其运行中不应调整氢压以匹配。国内三大电机厂事实上都是定型、批量生产制造，发电机以模块设计，定型、批量生产是经济的，不可能也没必要按不同的“TMCR”、“VWO”工况分别设计制造。而“TMCR”与“VWO”工况的冷端条件一样，是工程设计水温。最大连续容量匹配的“VWO”工况，不言而喻当然也满足了“TMCR”工况所需。

2.3.3 600MW 的超临界、超超临界汽轮机所配的发电机，三大厂汽轮机引进技术各有不同的技术支持方，发电机仍各自配原引进技术的发电机，轴系上尚未发现异常。即使汽轮机 650、660、670MW，甚至到 700MW，发电机还是用原技术上作局部改进或新设计来配套。按原 WH 转让的合同产品规定：

300MW 级	汽轮机出力	300MW	350MW
	发电机输出	350~410MVA（电压大于或等于 18kV）	
	汽轮机模块	0243—074	300~350MW

600MW 级	发电机机座	0243—075	300~350MW
		2—102×202	370MVA 315MW
		≥18kV 0.5SCR 氢压 4.22kg/cm ² (g)	
	汽轮机出力	600MW	690MW
	发电机输出	300~410MVA	
	汽轮机模块	034—051—074—074	600~690MW
		034—051—075—075	600~690MW
	发电机机座	2—102×234 700MVA	630MW
		≥20kV 0.5SCR 氢压 5.3kg/cm ² (g)	

机组整体的配合, 无论发电集团作需方以及发电设备集团作为供方, 未见系统的审核文件, 尤其轴系, 当以汽轮机厂为主, 负责计算并经有关部门审核。国外制造企业汽轮机、发电机是一个公司, 国内是两个公司。在国内电力方面有的单位论证的 660MW 汽轮机、锅炉, 660MW 的比 600MW 的好, 超超临界的比超临界的好, 更比亚临界的好是无疑的, 不是根据各汽轮机厂先进、可靠的叶片组成通流部分再加上排汽端冷却水系统的冷端优化所定的功率, 也缺少考虑与发电机的匹配论证。有关如氢、油、水等条件 (包括水工、化水), 轴系以及电网所需条件, 显然配合是不够充分的。

3 若干近期遇到情况的补充

3.1 老机组改造

100、125、200MW 汽轮机通流改造后, 机组“铭牌”改为 110、135 (137.5)、220MW, 老的 300MW (配双水内冷发电机)、早期引进技术的 300MW 汽轮机改造后机组“铭牌”为 330MW, 其中有的因冷端条件在地区所处气温、水温较低, 不经通流改造改机组“铭牌”为 320MW。对汽轮机来说, 关键是冷端条件要明确。

以上改造机组的辅机及热力系统的裕度, 一般都能满足, 锅炉如前述, 个别情况下略微超过 BMCR, 但依据设计裕度, 发电机容量及其励磁系统多以温度与温升未超限为准, 也是“吃”裕度。因此, 电厂应注意其最高温度点、集电环、碳刷冒火等问题。

3.2 汽轮机与发电机构成一个轴系, 在两者的招标书中振动要求不统一, 如轴颈振动与轴承座振动, 应明确为双振幅, 振动值虽然用公制, 但 0.076mm, 其实是原引进美国技术 3mil (1mil=1/1000in, 1in=25.4mm) 换算出来的 [ISO 7919-2 (Mechanical vibration of non-reciprocating machines-Measurements on rotating shafts and evaluation criteria-Part 2: Large Land-based steam turbine generator sets) 与 GB/T 11348-2 《旋转机械转轴径向振动的测量和评定第 2 部分: 陆地安装的大型汽轮发电机组》是 0.08mm, T 指推荐]。上述轴劲振动都是相对振动, 一般没有必要再加绝对振动。

3.3 对于油的清洁度, 要求的颗粒度 SAE 标准 (美国汽车工作标准) 在美国已作废, 应改用美国航空航天 NAS 标准或对应的 ISO 标准。润滑油与密封油至少为 NAS-8 级, DEH 的液压油至少为 NAS-5 级。轴承座振动是绝对振动, 其相应标准为 ISO 10816-2 (Mechanical Vibration-Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts-Part2: large land-based steam turbine generator sets in excess of 50MW) 和 GB/T 6075.2 《在非旋转部件上测量和评价机器的机械振动第 2 部分: 50MW 以上陆地安装的大型汽轮发电机组》。

3.4 氢冷发电机的密封油, 对水分, 引进技术本来就要求无游离水。由于行业标准是 50×10^{-6} , 它是油温 32℃ 条件下的饱和水值。有的招标书甚至写为 500×10^{-6} , 按曲线, 油温高时的饱和水在油温降低时超过该点的水析出成游离水, 这会影响到绝缘和护环的应力腐蚀。

3.5 由于节水要用城市中水, 这对汽轮机凝汽器而言, 根据中水的氯离子值大小选用了 TP316L 或 TP317L。对于氢冷发电机而言, 因为氢冷却器的运行首要考虑的是安全, 管材一般用 B10、B30, 即使用不锈钢管对水质腐蚀没有监测手段, 一旦泄漏, 按氢压高于水压, 通过水系统出现氢爆, 在启停过程中遇有误操作, 则可能进入发电机本体, 这时定子铁芯, 尤其转子内部通风系统被污染, 可以说是无法清理干净。较稳妥的办法是, 一次冷却水用除盐水闭式运行, 加二次冷却系统用中水。至于定子绕组用内冷水闭式运行, 内冷水虽用中水二次冷却, 但是有电导度表在线监测的。总之, 用中水这个新问题, 涉及机务、水工、化学诸多专业, 需引起高度重视。

3.6 要重视励磁系统。它与电网关系密切, 不应仅作为发电机的辅机, 而应列为发电机、励磁系统与辅机氢、油、水系统三部分之一。习惯上设计计算以发电机额定容量 (S_N) 为准, 现在就还要满足 S_{max} (约 110% S_N) 所需。

3.7 当汽轮发电机组整个轴系的扭振频率与高压交流电力系统如串联补偿存在次同步谐振时,要求发电机大轴(或轴系)的强度能满足机电耦合的谐振是不可能的,招标书这种提法不合理,投标书居然响应更不能相信。在厂网分开的体制下,这个问题的解决不仅限于技术,而是上层管理部门需要综合研究的课题。

3.8 汽轮机调节系统用 DEH 已很普遍,网中 DEH 的功能包括故障时孤网中的 DEH,建议调度部门应纳入对 DEH 的管理。

3.9 汽轮机与发电机的招标书中通常都提出对频率偏离、对允许持续时间与允许累计时间的要求,有的在汽轮机、发电机两个表格中内容还不一致。这些要求对电网运行很重要,发电机本身都能满足,关键在于汽轮机叶片是否能满足,应得到汽轮机厂的承诺。而监控是在中央控制室中,但迄今对此监控的软硬件仍是空白。

3.10 机组在逆功率状态下,对发电机本身而言就是同步电动机,俗称倒拖,发电机能承受,运行关键在汽轮机,汽门关闭,没有蒸汽流通,鼓风损失大,时间长了叶片过热损坏。电气方面配有逆功率保护装置,逆功率启动值与时间整定值应按汽轮机要求设置,机务与继电保护两专业应配合。

3.11 定子水内冷发电机的断水保护装置均由电机厂配套供货。招标要求满负荷下断水允许维持 30s,电机厂都能响应,监控保护装置却空白。招标还要求满负荷下断水时要电机厂提供逐步减载直到解列的能力,电机厂也都能响应,提供了这个曲线,但是实现的措施不但空白,它涉及 AVR、DEH、CCS,尤其锅炉很可能跟不上直至安全门动作。实际上,还只能靠断水保护而解列机组。

3.12 大容量发电机要求失磁运行。这在 GB 和 DL/T 标准中也明确提出,但与外商谈判均不接受,而是延时跳闸。这种情况属感应发电机运行,尤其在满负荷时发生,发电机转速是在 3000r/min 以上的滑差,很可能在 103% 额定转速之上,届时汽轮机 DEH 中超速保护控制(OPC)动作,使轴系反复加速、减速,以致影响到轴系的寿命消耗;也可能因大量吸收电网无功而导致电厂电压下降过分,低电压保护启动,威胁到厂用系统和辅机运行,应当权衡而后行。

3.13 对大容量发电机提出为什么不需设匝间短路保护。小容量发电机定子绕组由若干线圈绕成,即具有若干匝。而大容量发电机定子绕组是制成半个线圈的线棒,线棒内是并联的股线。从结构上说,没有匝只有并联的股何需配匝间保护装置。

在此相关的发电机空载 $130\%U_N$ 试验也是为小机组检验匝间绝缘才适用。大容量发电机的空载饱和曲线在 $110\%U_N$ 以上励磁电流过大,而且线棒有股无匝,有的外商只承诺做到 $1.1U_N$ 。

3.14 机组要求能承受误并列,包括电力系统的故障的冲击对轴承都有寿命损耗。冲击的严重程度对定子绕组端部固定可能导致松动,不仅正常检修时应检查,尤其在严重故障后也应考虑安排检查。

120°的误并列比 180°的误并列轴承寿命损耗大,一般制造厂均承诺 120°误并列 2 次,或 180°误并列 5 次。而招标书往往写成“120°的 2 次,180°的 5 次”,这就意味“120°2 次加 180°5 次”,一字之差或标点符号不当,结果就相距甚远。

3.15 汽轮机 DEH 中对大机组多使用高压抗燃油,原系化学合成阻燃液,视作毒性液体,国外有的用环保型的产品,Alstom 公司(ABB、原 BBC)传统使用汽轮机油。我国 300MW 老机组及以下容量的汽轮机多用汽轮机油。应注意的是,ABB 对土建等都有具体消防规定,我国还未足够注意,特别是对废液的管理还是一个空白。

3.16 关于噪声。有的发电机招标书要求噪声为 90dB(A),汽轮机招标书要求噪声为 85dB(A)。有的提出要求,而性能验收中没有列项,尤其列了按 IEC1063 Acoustics-Measurement of airborne noise emitted by steam turbines and driven machinery 测试,但未见测试及报告。多数只能理解是对设备要求而言,而很少以至没有引入国家职业卫生标准 GBZ 1—2002《工业企业设计卫生标准》。

还遇到有的大机组招标要求噪声值为 75dB(A),出于要求愈高愈好,而缺乏标准依据,投标方都不予响应,改为 85dB(A)。

3.17 美国 ASTM A469—94a Standard Specification for Vacuum-Treated Steel Forgings for Generator Rotors 和 ASTM A470—97 Standard Specification for Vacuum-Treated Carbon and Alloy Steel Forgings for Turbine Rotors and Shafts 规定残余形变 0.2% 外还有 0.02% 的 $\sigma_{0.02}$ 屈服极限,整根转子的 $\sigma_{0.2}$ 分散程度(轴向和径向的同方向取样)不得大于 41.2MPa,屈服极限也可用残余形变值为 0.2% 的 $\sigma_{0.2}$,此时屈服极限 $\sigma_{0.2}$ 应在 $\sigma_{0.02}$ 值上增加 35MPa。

3.18 发电机的承载负序电流能力。转子的阻尼系统与负序继电保护装置都具备承载负序电流能力,但其断路器由于机械性故障,在某一相断口卡死断不开又处理不及时将导致发电机转子过热。过去曾发生过某 300MW 发电机出口断路器故障转子过热报废更换的现象。还有如发电机变压器组经主变压器中性点

接地上高压电网, 由于主变压器出口高压断路器某一分相断口卡死, 而机组在启动升速过程中, 操合该相隔离开关时, 倒送电, 发电机以感应电动机增加启动力矩增速, 应力超限, 发电机损毁。

前一例, 运行人员应尽快操作降低出力并调整励磁使发电机处于空载并列状态, 使负序电流最小, 越级解列后停机处理。后一例, 根据逆功率、负序继电保护等信号迅速越级切断所有电源、连接的断路器, 尽最大努力减少损坏程度。上述情况若等待自动装置逐级动作, 时间拖长, 不靠人的干预, 一般设备损坏程度必然加大, 甚至发生毁灭性事故。

3.19 也有个别机组在静止状态下该发电机的出口隔离开关已经合上, 而断路器又自动合闸, 发电机作为电动机从零启转, 此时, 转子感应到的电压最高, 由于磁场断路器的灭磁电阻使用的氧化锌是并联组成的, 其中某一个如特性较陡, 所承受的电流必超限, 致灭磁电阻烧损, 发电机转子回路开路过压, 这就有可能击穿转子绝缘。显然, 现场管理上存在的问题。但从国外经验看, ABB用的是碳化硅非线性电阻, GE用线性电阻。

3.20 发电机定子中铁芯、机座和绕组端部都有双振幅的限值, 除了 GB 的规定, 有的属引进技术, 技术转让方也有各自的标准规定, 一般运行中也难以在线监测, 也没有必要一定要在线监测。但供方在制造厂内的形式试验值, 这是需方应关注的。

注:

① 中国电机工程学会在电机学 [1997] 18 号文“关于国产 300MW、600MW 亚临界火电机组三大主机参数匹配的专题研究总结报告”中还提到“为了适应改革开放, 特别是国际接轨的需要, 我们在已引进技术的基础上, 引进技术的性能比 IEC (包括 ISO) 标准高的则不应后退, 在国务院重大办, 抓引进技术国产化的时期两部也遵循此原则。”

② 蒸汽耗量主要考虑制造误差约为 1.5%, 汽轮机老化约为 1% [是 DL/T 893—2004《电站汽轮机名词术语》的定义。引进技术中没有老化此项。IEC45-1 的老化 (Ageing) 与 DL/T 892—2004《电站汽轮机技术条件》相同, 指的是机组第一次并网以后, 随时间推移对热耗率、汽耗率或热效率试验有影响的任何修整, 应在供、需双方取得一致后进行。商业性偏差属此范围], 排汽压力上升约为 3%, 汽水损失约为 1.5%。另外, 考虑 3% 裕度, 共计 10%, 以及机组自用蒸汽等因素。

③ 摘自“GE Steam turbine for Utility Applications” J. H. Moore, J. K Reinher. GE Industrial & Power System. Schenectady, NY.

GE steam turbine ratings utilized in these descriptions are based on operation at 3.5 inches HgA (88.9mmHgA) exhaust pressure and while heating 3% makeup (MU) flow. Because of the effect of variations in flow coefficients from expected values, sheer tolerances on draining areas etc, the turbine is designed for a flow 5% greater than that required to generate rated output. This flow is called design or valves—wide—open (VWO) flow. So provide plant operating flexibility the unit is designed for safe operation at VWO flow and throttle pressure 5% above rated pressure. Thus a 500MW rated unit would be guaranteed to produce 500MW with 3.5 inches HgA (88.9mmHgA) exhaust pressure, while heating 3% throttle flow as makeup. when operated at rated throttle pressure with valves wide open, it would be expected to produce about 523MW (a little less than 5% added output). It would also be safe to operate at valves wide open with a throttle pressure 5% above rated pressure, where it would be expected to produce about 545MW. If the exhaust pressure well decreased to, say 2 inches HgA (50.8mmHgA), and there was no makeup it might produce 550MW. Thus, unites rated in this manner have a maximum expected generation capacity about 10% greater than the nominal 3.5 inches HgA (88.9mmHgA) 3% MU rating.

④ 摘自 WH 转让技术 300MW 投标建议书

Major equipment summary turbine generator

Item 1—Steam turbine

One (1) Tandem compound, two flow exhaust, condensing reheat types 3000 r/min steam turbine with 86.87cm, last row blade producing 3 000 000kW when operating with design steam conditions of 169kg/cm² at 0.05ata at the exhaust, 0% makeup and with all sever stages of feed water heating in service and also extracting steam for the loiter feed pump turbines. The turbine will consist of one HI-IP element, and one LP elements.

Item 2—Generator

One (1) 385 000kW, 0.85p—f when Operating at 4.218kg/cm² hydrogen pressure, 3000r/min, 0.50SCR, 18000volts 3 phase 50 Hertz, Hydrogen Inner-cooled Generator.

.....

Turbine Specification

Performance; the heat consumption, when operating under the specified steam conditions and in conjunction with the generator herein described well not exceed the quantities specified elsewhere. These quantities shall include all the steam used and consumed by the turbine and all losses in the generator including energy required for field excitation and losses in the exciter.

Throttle flow, the turbine, in order to provide for manufacturing tolerances will be designed with 5% flow margin where the flow required to meet the maximum guaranteed output. overpressure; each unit will be safe for continuous operation at 105% of the rated pressure with the governing valves wide open when operated in accordance with the parameters shown on the

maximum calculated 5% overpressure heat balanced. Should a unit be designed that is safe for continuous operation at a pressure higher than 105% of rated pressure, the unit will have a guaranteed output at a pressure 5% lower than the specified pressure and 5% flow margin will be designed into the unit above that flow necessary to meet this guaranteed output.

Guaranty of the VWO flow

- The calculated VWO swallowing capacity of the steam turbine is 105% of the RCR flow, as requested by the inquiry documents.
- We confirm that the steam turbine can safely operate in Valve Wide Open position at rated pressure, and that actual swallowing capacity will be measured during the performance guarantee tests.
- Anyhow actual VWO flow may be different from calculated value due to uncertainties.
- Calculated VWO design margin is necessary to be able to guaranty the RCR load or the RCR flow swallowing capacity while are guaranteed values for the Steam Turbine.
- This is a well known design procedure internationally recognized and used.
- This is why no responsibility can be given to the Steam Turbine supplier if the actual swallowing capacity in Valve Wide Open position is different from calculated value.

.....

⑤ ATTN. MR YU EN—YING/CHEN SAN—WENG/XU XUE—YANG MEP FOREIGN AFFAIRS BUREAU
CHINA

According to US and Westinghouse normal practice, EBASCOS Specification of 727MVA and 385MVA Generators rating (capability) must be guaranteed. On four past meeting yesterday Westinghouse has only guaranteed 667 and 353MVA according to FMMBS agreement with Westinghouse without our participation FMMR representative refused to alter the rating, please ask to give due in structure for alteration. This is urgent matter concerning limiting output on generator when boiler and turbine are fully dimensioned (60MVA for one 600MW unit only costing about 48 million US dollars).

都兴有

上海发电设备成套设计研究院

上海发电设备成套设计研究院（简称成套院）是全国发电设备制造行业的开发应用I类研究院。主要从事大型火电、核电设备及其自动化系统的试验研究和设计，新型发电设备的试验研究和设计。进行科学试验研究、科技开发和技术创新、工程成套设计、设备成套供货、工程总承包，并提供高科技电站自动控制产品和电站辅机及机电产品。涉及的专业学科有空气动力、燃烧、传热、水动力、强度与振动、高温材料、焊接工艺、自动控制、计算机应用等。

成套院拥有一支专业门类齐全、高素质的职工队伍。截至2006年底，全院共有员工400余人，2006年承接合同额6.04亿元，实现业务收入3.70亿元。围绕“以知识为核心，凝聚知识人才，经营知识产品的科技型企业”的企业目标，成套院正致力于电站设备领域高科技集团的建设。

成套院“六五”至“十五”期间组织并承担了国家重大成套装备300MW和600MW火电机组技术引进吸收等重大装备研制计划、国家科技部下达的高新技术攻关计划420余项专题，承担上海市科技结合生产攻关项目80余项专题，取得了丰硕的科研成果，曾经获得国家级、部级和上海市级重大科技成果奖和新产品奖170余项，其中2002年和2003年各有一项共性技术研究成果连续获得国家科技进步二等奖，申请国家专利30余项，在我国发电设备行业的技术进步中发挥了重要作用。

哈尔滨汽轮机厂有限责任公司

哈尔滨汽轮机厂有限责任公司（简称哈汽）是我国第一个五年计划期间的重点建设项目，是以设计、制造大型火电（空冷、湿冷）、核电、联合循环汽轮机、燃气轮机和舰船用汽轮机为主的大型骨干企业。

哈汽现有员工5500人，其中工程技术人员1200余人，高级技术人员近400人。现已形成以300MW和600MW机组为代表，包括1000MW等级的超超临界机组、1000MW以上的核电机组，以及重型燃气轮机的生产制造能力。哈汽年生产量12000MW，占全国电站汽轮机年产量的1/3以上。机组遍布全国23个省、市、自治区，并出口欧、亚、非等国家。所生产的机组以技术先进、启停灵活、安全可靠、经济性好、效率高、售后服务优良赢得了广大用户的称赞。

哈汽坚持“质量第一，用户至上”的原则，以加强全方位管理工作为中心，以提高产品实物质量为重点，不断提高产品质量和管理水平。1994年，哈汽通过了ISO 9001质量认证，2001年通过中国新时代质量体系认证中心的质量认证、商检质量认证，2006年通过了ISO 14001环境管理体系认证证书和GB/T 28001—2001《职业健康安全管理体系规范》认证证书，1994年获得核电汽轮机及常规岛技术负责单位的资格认可，2007年又通过了国家采用国际标准产品标志证书。实现了与国际接

轨，使哈汽的质量管理工作上了一个新的台阶。

哈汽全体职工本着“严格诚信、团结敬业”的企业精神，站在时代的前列，以一流的技术、一流的质量、一流的服务，为电力、冶金、石化、医药等行业提供一流的产品。

近年来，哈汽抓住国家振兴东北老工业基地的有利契机，通过与国外著名公司合作，推出了1000MW超超临界汽轮机、600MW超超临界汽轮机、600MW超临界汽轮机及9F联合循环汽轮机。大力开发新产品，不断提高企业核心竞争力，研发出具有自主知识产权的三缸、四缸亚临界600MW空冷、湿冷汽轮机，亚临界300MW空冷、湿冷汽轮机和668、1000、1200mm末级和次末级叶片，继续保持行业优势。

哈尔滨锅炉厂有限责任公司

哈尔滨锅炉厂有限责任公司（简称哈锅）于1954年建厂，是苏联援建的156项国家重点工程中的2项。经过50多年的发展，哈锅已经成为国家大型电站锅炉的科研与开发基地。相继开发出了适应不同燃料的300~600MW优化型亚临界参数自然循环与控制循环锅炉，600~1000MW超临界、超超临界参数锅炉，300~600MW亚临界、超临界W型火焰锅炉，50~300MW大型循环流化床锅炉等电站锅炉系列产品。截至2006年，哈锅共生产电站锅炉910台，装备了全国200多个电厂，部分产品出口20多个国家和地区。哈锅在利用劣质煤发电，特别是褐煤方面具有世界一流水平。哈锅同时生产配亚临界、超临界及超超临界参数机组的高压加热器和单筒式除氧器、低温核供热装置、大型蒸氨塔、气化炉等汽轮机辅机、大型石化容器及核电产品，同时哈锅阀门公司拥有中压、高压、超高压、亚临界和超临界电站阀门设计制造技术，并生产减温减压装置、水位测量装置。

上海电气电站设备有限公司上海汽轮机厂

上海电气电站设备有限公司上海汽轮机厂（简称上汽）是由中国上海汽轮机厂与德国西门子公司共同投资组建的合资公司。

上汽在自身50多年发电设备发展历史及技术经验基础上，融合德国西门子、美国西屋公司近百年的汽轮机制造、管理技术，已具有生产世界级先进水平的300~1000MW等级亚临界、超临界及先进超超临界火电系列及300MW以上核电汽轮机的制造水平。上汽为国民经济发展及电力事业的开拓提供高度可靠的设备和优良及时的服务。

跨入新的世纪，具有良好素质、高超技能和丰富经验的上汽员工，以“重视结果、讲究规则、超越自我、持续改进”为企业方针目标，以观念、管理、技术的不断创新为方向，继续发扬“万众一心，爬坡登峰”的企业精神，坚持“产品是人品的体现”经营理念，切实履行“正确、准时、完整”地满足与顾客达成共识的要求，且第一次把工作

做好，以确保顾客满意的质量、服务承诺，为国内外用户提供优质产品和全方位服务，共创更加灿烂和辉煌的明天。

上海锅炉厂有限公司

上海锅炉厂有限公司（简称上锅）创建于1953年，1997年改制为国有独资的上海锅炉厂有限公司（SBWL）。上锅经营锅炉和压力容器已有40多年的历史，并于1960年起研制核电设备及装置，产品遍布全国各地，并行銷美国、加拿大、日本、巴基斯坦等国家，是我国大型电站锅炉、压力容器和核电一回路主设备的主要生产基地，是国家大型的骨干企业。

上锅生产的产品主要如下：火电产品有1000MW级超超临界直流锅炉、600MW级超（超）临界直流循环锅炉、600MW级亚临界控制循环锅炉、300~350MW级亚临界控制循环和自然循环锅炉、50~350MW级CFB锅炉、50~200MW级自然循环锅炉；核电产品有300~600MW核电站核岛主设备（蒸发器、稳压器、压力壳）；重型化工设备有各类重型化工容器和热交换器，特别是合成塔；其他产品有回转式预热器及GGH烟气加热器、脱硫设备、钢结构等；正在开发的产品有大型CFB锅炉、联合循环HRSG、脱硝设备、1000MW核电站核岛主设备。

上锅具有完备的质量保证体系。美国ASME协会颁发的锅炉压力容器制造许可证和S、U、U2法规钢印，GB/T 9001—2000 idt ISO 9001:2000质量体系认证证书，A级锅炉制造许可证，ARI级压力容器制造许可证，压水堆核电厂核压力容器制造许可证，10MW高温气冷实验堆反应堆压力容器制造资格许可证，美国ASME协会颁发的核设备制造许可证和N、NPT、NS法规钢印等，2006年被评为高新技术企业，并获上海市质量管理奖。

东方汽轮机有限公司

东方汽轮机有限公司（简称东汽）是我国研究、设计、制造大型电站主机设备的大型国有企业和海军定点舰船动力设备制造企业。东汽主导产品是电站汽轮机，经过不断地自主开发与技术引进，现基本形成火电、核电、燃气发电、风力发电，以及新能源等可再生新能源的“多电并举”产品格局，产品技术质量已达到当代国际先进水平，并辐射到太阳能、海水淡化、军品、化工、自动控制、环保、表面工程、运输等产业领域。东汽建厂40年，已累计生产各种类型电站设备超过640余台，产量超过1亿kW，占国内火电装机总量的30%以上，其产品不仅遍布全国，而且出口西亚、东南亚等国家和地区。

东汽代表着我国先进的重大装备制造技术水平，已经形成年产值超过100亿元，年销售收入超过60亿元，年利税超过11亿元，年产量超过2800万kW的现代化制

轮发电机组的规模，具备年产汽轮发电机组 400 万 kW 的能力。北重创建 48 年来，已累计生产汽轮发电机组 3686 万 kW，其中 330MW 汽轮发电机组 1452 万 kW。

北重视质量为生命线，不断完善质量管理体系，已取得 ISO 9001:2000 标准质量管理体系认证证书，连续十余年被北京市工商局公示为“重合同、守信用”和“守信企业”，银行信贷信用等级为“AAA”级。

北重贯彻国家能源产业政策，把握发展再生能源市场机遇，引进世界上先进的 EU ENERGY WIND Ltd（原德国 Dewind 公司）D8 型 2000kW 风力发电机组的制造技术，高起点进入风电领域，以全方位满足风电用户为需求，实现批量生产风力发电机组的规模。

北重以专注于为客户提供清洁、高效、优质的发电设备和深度服务为愿景，以在细分市场中成为具有竞争优势的发电设备和服务的供应商为使命，秉承“客户至上、质量第一、服务永恒”的经营理念，以“精细、规范、诚信、和谐”为基本，持续改进，开拓创新，在创造客户满意业绩的过程中，实现“股东利益最大化和组织与员工共同成长”的核心价值追求，更好的回报社会。

武汉锅炉集团有限公司

武汉锅炉集团有限公司（简称武锅）的前身为武汉锅炉厂，是国家“一五”期间重点建设的大型发电设备制造骨干企业。1995 年 8 月，武汉锅炉厂改制为武汉锅炉集团有限公司。经过 50 年的发展，武锅已经成为国内制造电站锅炉、工业锅炉、环保锅炉、锅炉辅机、电站阀门、压力容器和民用核设施的大型骨干企业，是我国五大电站锅炉制造基地之一和我国最大的环保特种锅炉制造基地。通过产业结构和产品结构调整和不断发展壮大，逐步成为以锅炉产业为主，集工、贸、房地产、高新技术等于一体的现代化产业集团。

武锅拥有 A 级锅炉制造资格许可证、A1 和 A2 级压力容器设计资格和制造资格许可证、民用核承压设备制造资格许可证。武锅 1990 年通过美国机械工程师协会 ASME 认证，取得了 ASME 锅炉和压力容器的授权证书及 U、S 钢印，1995 年通过 ISO 9001 质量体系认证证书，2003 年 12 月通过了职业安全健康管理体系和 ISO 14000 环境管理体系认证证书。武锅技术中心是国家发展和改革委员会、国家财政部、国家税务总局、国家海关总署联合认定的“国家级企业技术中心”之一。

武锅现有员工 3900 人，其中工程技术人员 800 余人。主要生产设备达到 1952 台/套，其中拥有焊接设备 518 台，金属切削设备 375 台，锻压设备 103 台，起重机械 109 台，工业炉窑 98 台，动能设备 101 台及其他设备。

武锅目前的年生产能力已达到电站锅炉 5000MW、压力容器 1000t，具备了生产 600MW 及以下各种型号电站锅炉的设计和生产能力。

中国长江动力公司（集团）

中国长江动力公司（集团）（简称公司）在国家工商总局注册，是以制造汽轮发

制系统设计、软件开发、硬件制造和系统集成的高科技企业。新华拥有全面的自动化控制技术解决方案和优秀的专业技术人才，以及完善优质的服务体系，已成功地为 1000 多家用户提供了各种规模的拥有自主知识产权的自动控制成套设备和控制系统。产品遍及电力、冶金、轨道交通、石油化工、环保、水泥、造纸、市政工程等行业。新华人均产值、生产规模、自动控制设备制造能力、工程服务能力已经达到国外同行业的水平。新华连年被评为“全国民营科技企业一百强”和“高新技术企业”。2005 年实现销售额 12.8 亿元。

北京巴布科克·威尔科克斯公司

北京巴布科克·威尔科克斯有限公司（简称北京巴威公司或 B&WBC）成立于 1986 年，注册资金 2000 万美元，总资产 12 亿元，是美国巴布科克·威尔科克斯有限公司（简称美国巴威公司或 B&W）与北京锅炉厂各投资 50% 组建的国内首家合资电站锅炉制造企业。

北京巴威公司以 B&W 公司 130 多年的设计经验和强大的试验研究能力为基础，集产品开发设计、生产制造、试验检测、售后服务于一体，产品范围涉及中高压电站锅炉（6~125MW）、超高压及亚临界电站锅炉（200、300、600MW 等级）、W 型火焰亚临界电站锅炉（300MW 和 600MW 等级）、W 型火焰超临界电站锅炉（600MW）、超临界电站锅炉（425MW 和 600MW 等级）、超超临界电站锅炉（600MW 和 1000MW 等级）等锅炉产品，以及烟气脱硝（SCR）等相关电站环保产品。北京巴威公司产品技术保持与 B&W 的同步创新和发展。

迄今为止，北京巴威公司已向国内 27 个省市、国外 9 个国家提供了 500 余台各类型大容量的锅炉，累计生产各类电站锅炉 24880 MW，工业锅炉 1110 t/h，出口创汇近 2 亿美元。先后获得全国外商投资先进技术企业、机械工业部系统百家最大工业企业、全国五一劳动奖状、北京市经济百强生产型外商企业、北京市工业系统十佳外商投资企业等多项荣誉。

北京北重汽轮电机有限责任公司

北京北重汽轮电机有限责任公司（简称北重）的前身是北京重型电机厂，创建于 1958 年，是以电站汽轮机、电站辅机和风力发电机组为主导产品的发电设备制造企业。北重设有技术研发中心，设计、工艺先进，分工精细，专业化程度高，生产加工设备精良，检测手段完备，为国内四大发电设备制造基地之一。

北重位于石景山区，占地面积 43 万 m²，建筑面积 24 万 m²，主要生产设备有 722 台（套），其中先进数控设备有 40 台（套）。北重以市场为导向，通过引进、消化、吸收法国阿尔斯通公司的先进技术和管

轮发电机组的规模，具备年产汽轮发电机组 400 万 kW 的能力。北重创建 48 年来，已累计生产汽轮发电机组 3686 万 kW，其中 330MW 汽轮发电机组 1452 万 kW。

北重视质量为生命线，不断完善质量管理体系，已取得 ISO 9001:2000 标准质量管理体系认证证书，连续十余年被北京市工商局公示为“重合同、守信用”和“守信企业”，银行信贷信用等级为“AAA”级。

北重贯彻国家能源产业政策，把握发展再生能源市场机遇，引进世界上先进的 EU ENERGY WIND Ltd（原德国 Dewind 公司）D8 型 2000kW 风力发电机组的制造技术，高起点进入风电领域，以全方位满足风电用户为需求，实现批量生产风力发电机组的规模。

北重以专注于为客户提供清洁、高效、优质的发电设备和深度服务为愿景，以在细分市场中成为具有竞争优势的发电设备和服务的供应商为使命，秉承“客户至上、质量第一、服务永恒”的经营理念，以“精细、规范、诚信、和谐”为基本，持续改进，开拓创新，在创造客户满意业绩的过程中，实现“股东利益最大化和组织与员工共同成长”的核心价值追求，更好的回报社会。

武汉锅炉集团有限公司

武汉锅炉集团有限公司（简称武锅）的前身为武汉锅炉厂，是国家“一五”期间重点建设的大型发电设备制造骨干企业。1995 年 8 月，武汉锅炉厂改制为武汉锅炉集团有限公司。经过 50 年的发展，武锅已经成为国内制造电站锅炉、工业锅炉、环保锅炉、锅炉辅机、电站阀门、压力容器和民用核设施的大型骨干企业，是我国五大电站锅炉制造基地之一和我国最大的环保特种锅炉制造基地。通过产业结构和产品结构调整和不断发展壮大，逐步成为以锅炉产业为主，集工、贸、房地产、高新技术等于一体的现代化产业集团。

武锅拥有 A 级锅炉制造资格许可证、A1 和 A2 级压力容器设计资格和制造资格许可证、民用核承压设备制造资格许可证。武锅 1990 年通过美国机械工程师协会 ASME 认证，取得了 ASME 锅炉和压力容器的授权证书及 U、S 钢印，1995 年通过 ISO 9001 质量体系认证证书，2003 年 12 月通过了职业安全健康管理体系和 ISO 14000 环境管理体系认证证书。武锅技术中心是国家发展和改革委员会、国家财政部、国家税务总局、国家海关总署联合认定的“国家级企业技术中心”之一。

武锅现有员工 3900 人，其中工程技术人员 800 余人。主要生产设备达到 1952 台/套，其中拥有焊接设备 518 台，金属切削设备 375 台，锻压设备 103 台，起重机械 109 台，工业炉窑 98 台，动能设备 101 台及其他设备。

武锅目前的年生产能力已达到电站锅炉 5000MW、压力容器 1000t，具备了生产 600MW 及以下各种型号电站锅炉的设计和生产能力。

中国长江动力公司（集团）

中国长江动力公司（集团）（简称公司）在国家工商总局注册，是以制造汽轮发

电机组和水轮发电机组为主的综合性大型企业。公司总部设在湖北省武汉市东湖科技新城。

公司重点生产发电设备，具有设计、生产 300MW 及以下各类型热电联产汽轮发电机组和 200MW 及以下各类型水轮发电机组的能力。已设计、生产火电机组 1000 多台套，水电机组 200 多台套，发电设备年生产能力 7000MW。

公司具有外贸自主权，已向日本、泰国、缅甸、越南、印度尼西亚等国出口发电设备，并承包海外电站工程，与东芝等国际知名公司合作生产发电设备。

公司能够设计、生产亚临界、超高压、高压、次高压、中压、低压余热利用六大系列 120 多个品种的供热机组，全国首创的 140MW 高压抽凝式汽轮机已有 20 余台投入运行，150MW 超高压中间再热汽轮发电机组于 2006 年成功投运。

公司建立了严格的全面质量管理体系，具有完善的试验、检测手段，已取得中国华信技术检验有限公司、美国 FMRC 和荷兰 RVA ISO 9001 质量体系认证证书，被评为国家计量一级单位，严格的管理体系和优良的检测手段保证了产品质量和企业的信誉。

上海电气电站设备有限公司电站辅机厂

上海电气电站设备有限公司电站辅机厂（SPEC）是上海电气电站集团属下的电站辅机专业制造厂，由上海电站辅机厂有限公司与德国西门子公司合资组建，是上海发电设备制造基地四大骨干企业之一。经过数代人的不懈努力，已成为国内规模最大、品种最多、技术最优的电站辅机专业设计制造企业。

SPEC 的主导产品设计制造技术、主要工艺装备大多从国外引进；SPEC 主导产品的市场占有率达 70% 以上，在国内同行中处于领先，具有较强的市场竞争优势；SPEC 的产品质量有良好的声誉，主导产品连续多年荣登上海名牌产品榜，并多次荣获国家机械行业优等品称号。

SPEC 奉行“自强不息”的企业精神，推崇“以人为本”的管理思想，倡导协作精神，强调团队作用，营造积极向上的企业氛围。

SPEC 各团队由一批年富力强、具开拓创新精神的带头人担纲，正带领着全体员工奋发努力，追求卓越，不断提升公司的核心竞争力，为广大用户和社会提供更多、更好的产品和服务，向着现代化企业和一流合资企业的发展目标坚实迈进。

南京汽轮电机（集团）有限责任公司

南京汽轮电机（集团）有限责任公司（简称南汽）是有着 50 年历史的我国重要的发电设备制造企业，主要生产设备 1400 余台，其中精、大、稀设备 190 多台，主要产品有重型燃气轮发电机组及燃气/蒸汽联合循环发电设备、热电联供汽轮发电机组、大中型交流电机，年综合生产能力达 1000 万 kW。南汽坚持自主创新、自主制

公司长期致力于环保型锅炉的发展，开发了 100~800t/d 垃圾焚烧锅炉系列和 35~75t/h 煤与垃圾混烧的循环流化床焚烧锅炉，已有多台锅炉投运，完全符合国家环保要求。特别是秸秆发电锅炉的开发名列全国同行业前茅，占居了三个国家示范性项目中的两个。

杭州汽轮动力集团有限公司

杭州汽轮动力集团有限公司（简称杭汽轮集团）的前身为杭州汽轮机厂，成立于 1958 年。1995 年 6 月，作为国务院百家建立现代企业制度试点，首批改制为政府授权经营的国有独资企业，是国家 520 家重点国有企业和杭州市六家国有资产授权经营大集团之一。据我国国家统计局认定，杭汽轮集团已进入 2004 年度中国企业 500 强。

杭汽轮集团拥有国家级技术中心、博士后工作站、工业汽轮机研究所各一家。

杭汽轮集团现有成员企业 16 家，其中全资企业 2 家，控股公司 9 家，参股公司 5 家；产业涉及工业制造、进出口贸易、服务业、房地产等领域。

截至 2005 年底，杭汽轮集团拥有总资产 56.13 亿元，营业收入 61.73 亿元，利润总额 6 亿元；员工总数 3800 余人，其中各类专业技术人员 1550 余人，占员工总数的 38.75%，工程技术人员 920 人，占员工总数的 23%。

杭汽轮集团高度重视科技创新和产品质量，拥有国家级技术中心、博士后工作站、工业汽轮机研究所、国家 863 工程计算机集成制造（CIMS）项目组各一家；有数十项科研成果荣获省部级以上科技进步奖，其中，获国家科技进步一等奖项目 2 个，获国家科技进步二等奖项目 2 个。杭汽轮集团主导产品工业汽轮机曾获国家产品质量金奖，1995 年获 GB/T 9001-ISO 9001 质量体系认证证书，2001 年又取得 ISO 9001:2000 换版认证证书。“工字牌”工业汽轮机商标 2004 年获得浙江省著名商标，2006 年获得中国名牌称号。

杭汽轮集团的发展受到党和国家领导人的高度关注，胡锦涛、温家宝、吴邦国、江泽民、李鹏等党和国家主要领导都曾先后视察。

杭州锅炉集团有限公司

杭州锅炉集团有限公司（简称杭锅）的前身是杭州锅炉厂，始建于 1955 年，是我国大型锅炉制造企业之一，同时也是国家余热锅炉研究、开发和制造基地。2001 年经过改制，成立杭州锅炉集团有限公司。2003 年 3 月正式加盟西子联合控股有限公司。其注册资金为人民币 12 000 万元。

杭锅占地面积为 24 万 m²，建筑面积为 13.25 万 m²，拥有资产总额 20 多亿元人民币，其中固定资产 2.2 亿元人民币。现有员工 1300 余人，其中专业技术人员 400

造，积极消化、吸收、引进国际先进技术，研制开发出一些新产品，不仅国产化程度高，而且填补了国内空白，达到国际先进水平。生产的清洁高效发电装备——高炉煤气燃气/蒸汽联合循环机组、整体煤气化燃气/蒸汽联合循环机组（IGCC）、空冷汽轮发电机组、直驱式兆瓦级风力发电机、水泥炉窑低温余热汽轮发电机组等新能源装备被国务院列入 16 个重大装备发展领域或国家“十一五”期间十大重点节能工程。2006 年，蓝鹊牌热电联产汽轮机荣获“中国名牌产品”荣誉称号，蓝鹊牌电站汽轮发电机组和蓝鹊牌燃气轮发电机组被授予江苏名牌产品称号。

青岛捷能汽轮机集团股份有限公司

青岛捷能汽轮机集团股份有限公司（简称青汽）是由原青岛汽轮机厂改制而成，是我国汽轮机行业重点骨干企业，以生产“捷能”牌汽轮机为主导产品，是具有现代化生产规模、享有自营进出口权的高新技术企业。

青汽现有员工 2300 余人，关键设备 1200 余台，拥有数控、加工中心等大型精密设备百余台，具有很强的综合加工能力，已累计生产各类型号汽轮机 3000 多台，现具有年产汽轮机 500 万 kW 的能力。

青汽注重产品技术创新，积极引进、吸收、应用国内外先进技术，形成了完善的产品系列，现有工业拖动汽轮机和电站汽轮机两大系列 400 余个品种，产品遍布全国 31 个省市自治区，并远销印度尼西亚、巴基斯坦、印度等国家。经过多年的发展，青汽已成为目前国内品种最多、能力最强的中小汽轮机供应商，主导产品“捷能”牌汽轮机先后荣获国家级新产品、全国用户满意产品、中国名牌产品。

无锡华光锅炉股份有限公司

无锡华光锅炉股份有限公司（简称公司）的前身为无锡锅炉厂，始建于 1958 年 8 月，2000 年 12 月 28 日完成股份制改造。2003 年 7 月 21 日，“华光股份”（代码：600475）在上海证券交易所上市。公司为国家 520 家重点企业之一，是我国电站锅炉、工业锅炉、燃气轮机余热锅炉、垃圾焚烧锅炉、生物质能锅炉、烟气脱硫及净化设备专业制造公司，也是全国水处理设备科研中心和最大的制造基地。

公司拥有国家 A 级锅炉制造许可证、三类压力容器制造许可证和设计许可证、ISO 9001 质量管理体系认证证书、美国 ASME 的 U、S 规范钢印及授权证书、美国福斯特·惠勒公司 200~300MW 循环流化床锅炉技术转让许可证、比利时科克里尔机械公司燃气轮机余热锅炉技术转让许可证，并先后签订了 200MW 高压循环流化床锅炉和 6B、9E、9F 全系列燃气轮机余热锅炉的合同，承接了日本 IHI 公司的 250MW 亚临界煤粉锅炉全套受压部件和美国 CLECO 公司的 330MW 亚临界循环流化床锅炉主要受热面部件的制造任务。

余名。

杭锅主要产品有23~256MW燃气轮机余热锅炉、冶金行业余热锅炉、燃煤、高炉煤气、水煤浆等燃料的电站锅炉、新型1000MW及以下大型火电核电配套辅机、150~500t/d城市垃圾焚烧炉、75~670t/h循环流化床锅炉、20~40万t/年硫铁矿焙烧余热锅炉、7~70MW大容量热水锅炉、大型链条锅炉、300~1000MW烟气加热器等系列的产品。

无锡透平叶片有限公司

无锡透平叶片有限公司(WTB)是我国最大、全球知名的电站汽轮机叶片专业供应商。WTB拥有30年的产业实践,累计产量近200万片,年产能力可达30万片以上。产品遍布我国每一台30万kW以上功率的汽轮机,拥有我国70%以上的大叶片市场份额。产品更远销日本、德国、意大利、法国、美国、印度等国家和地区,优质服务于全球多家著名电气公司,声誉卓著。WTB积极引进国外先进技术与装备,拥有世界先进的6300、18000、35500t级大型压力机、枫树型直齿、圆弧叶根高精度强力磨、四轴/五轴联动加工中心机群,通过自主创新,形成了对产品的精密锻造成型和全面数字化加工及特种加工的高科技优势。

中国电气工程大典

第④卷

火力发电工程（上、下）

编辑出版人员名单

责任编辑	李建强	杨 易	王 岳	田进步	郑艳蓉
	乐 苑	周俊霞	赖广秀	赵鸣志	孙世通
	郑晓萌	曹 慧	畅 舒	穆智勇	柳 璐
	刘利军				
复审人员	刘广峰	张克让	许宝成	潘宏娟	胡名显
	梁 卉				
封面设计	郑小平	王英磊			
版式设计	张秋雁				
责任校对	罗凤贤				
责任印制	甄 茁				

目 录

序	
前言	
本卷前言	
第1篇 概论	1
第1章 我国的电力工业现状	3
1 我国电力工业发展	3
1.1 2001~2005 年电力生产概述	3
1.2 2010~2020 年需电量预测	3
1.3 2010 年及 2020 年发电装机容量预测	3
2 能源利用	4
2.1 我国能源资源概况	4
2.2 能源供需平衡情况	4
3 火电设备产业结构调整	4
第2章 火力发电厂综述	5
1 火力发电厂的主要类型	5
1.1 按燃料构成分	5
1.2 按设备类型分	5
1.3 按终端产品分	5
1.4 按运行方式分	5
1.5 按功能性质分	5
1.6 按冷却方式分	5
2 火力发电厂的技术现状	5
2.1 超临界、超超临界火电机组	5
2.2 燃气轮机及燃气—蒸汽联合循环机组	5
2.3 整体煤气化燃气—蒸汽联合循环 机组 (IGCC)	6
2.4 循环流化床锅炉 (CFB)	6
2.5 热电联产机组	6
2.6 大型空冷机组	6
2.7 内燃机电站	6
3 火力发电厂的主要技术经济指标	6
3.1 可靠性指标	6
3.2 煤耗指标	7
3.3 经济性指标	7
3.4 大气污染物排放指标	8
3.5 耗水指标	8
3.6 占地指标	8
第3章 火力发电工程建设	10
1 火力发电工程规划和设计	10
1.1 电源规划	10
1.2 电源项目的核准	10
1.3 火力发电项目的设计	11
2 火力发电项目的建设条件	11
2.1 自然条件	11
2.2 外部条件	12
2.3 环境影响	12
2.4 电力系统	12
2.5 热力规划	12
2.6 交通运输	12
3 项目建设的组织管理	13
3.1 国内外常用的管理方式	13
3.2 国内通常管理方式	13
4 招标管理	13
4.1 招标方式	13
4.2 招标组织	13
4.3 招投标程序	13
4.4 招标必须具备的基本条件	14
4.5 招投标法律责任	14
5 设备招投标	14
5.1 招标范围	14
5.2 主机招标必须具备的条件	14
5.3 编制招标文件	14
5.4 资格审查	15
5.5 投标	15
5.6 开标	15
5.7 评标	15
5.8 定标	16
6 其他招标	16
6.1 设计招标	16
6.2 施工招标	16
6.3 监理招标	16
6.4 调试招标	16
7 工程建设	16
7.1 施工	16
7.2 启动调试	17
7.3 性能试验、达标投产和竣工验收	17
8 环境保护	17
8.1 目前环境保护要求	18
8.2 环境保护措施	18
8.3 水土保持	20
8.4 绿化	20
8.5 节水	20
第4章 火力发电工程发展动向	22
1 发展趋势	22
2 进一步提高机组蒸汽初参数	22
3 发展大容量循环流化床锅炉 (CFB)	22
4 发展燃气—蒸汽联合循环机组	22
5 建设整体煤气化燃气—蒸汽联合循环 (IGCC) 示范电站	23
6 燃料电池	23
7 大型空冷发电机组	23
8 大容量热电联产机组	23
9 发展火力发电环保技术装备	23
第2篇 火力发电厂设计	25
第1章 概述	27
1 总则	27
1.1 火力发电厂设计在工程建设中的 重要作用	27
1.2 火力发电厂设计的指导思想及总的要求	27
1.3 火力发电厂的主要类型	27
1.4 设计手段及发展趋势	27
1.5 火力发电厂设计各主要阶段的划分	28

2 初步可行性研究阶段	29	4.3 厂区防排洪设施	53
2.1 初步可行性研究的作用和任务	29	5 厂区管线规划与设计	56
2.2 初步可行性研究报告的编制依据	29	5.1 厂区管线规划与设计主要原则	56
2.3 初步可行性研究的主要工作步骤	29	5.2 厂区管线分布	56
2.4 初步可行性研究阶段的主要工作内容	29	5.3 厂区管线敷设方式	56
3 可行性研究阶段	30	6 交通运输	57
3.1 可行性研究的作用和任务	30	6.1 铁路运输	57
3.2 可行性研究报告的编制依据	30	6.2 公路运输	57
3.3 可行性研究的主要工作步骤	30	6.3 水路运输	57
3.4 可行性研究阶段的主要工作内容	31	6.4 带式运输	58
4 初步设计阶段	33	7 环境与绿化	59
4.1 初步设计的作用和任务	33	7.1 厂区环境与绿化设计要点	59
4.2 初步设计的编制依据	33	7.2 绿化布置	59
4.3 初步设计的主要工作步骤	33	8 施工组织设计及“五通一平”	59
4.4 初步设计阶段的主要工作内容	33	8.1 施工组织设计大纲	59
5 施工图阶段	34	8.2 “五通一平”设计	60
5.1 施工图设计的作用和任务	34	第3章 锅炉及其附属系统	62
5.2 施工图的编制依据	34	1 锅炉容量参数和形式	62
5.3 施工图设计的主要工作步骤	34	1.1 燃料的适应性	62
5.4 施工图设计阶段的主要工作内容	35	1.2 锅炉炉型选择	63
6 施工配合阶段	35	1.3 锅炉和汽轮机的匹配	63
6.1 施工配合的作用和任务	35	2 锅炉点火助燃系统	63
6.2 施工配合的主要工作步骤	35	2.1 点火及助燃油系统	63
7 竣工图阶段	36	2.2 点火助燃系统的主要设备	64
7.1 竣工图的作用和任务	36	3 燃料制备系统	64
7.2 竣工图的编制依据	36	3.1 煤粉制备系统	64
7.3 竣工图阶段的主要工作步骤	36	3.2 循环流化床锅炉燃料制备系统	68
7.4 竣工图的主要工作内容	36	3.3 燃油系统	68
8 设计回访总结阶段	36	3.4 燃气系统	68
9 项目后评价阶段	37	4 烟气、空气系统	69
9.1 项目后评价的作用和任务	37	4.1 烟风系统主要设备	69
9.2 项目后评价的编制依据	37	4.2 空气动力计算	70
9.3 项目后评价的主要工作步骤	37	5 锅炉辅助系统	70
9.4 项目后评价基本原则及分析方法	37	5.1 汽包锅炉排污系统	70
9.5 项目后评价报告的主要编制内容	37	5.2 直流锅炉的启动系统	70
10 火力发电厂核准程序	40	6 烟气脱硫系统	71
10.1 项目核准制及核准程序	40	6.1 烟气脱硫系统类型	71
10.2 核准制对可行性研究工作的要求	41	6.2 烟气脱硫系统和设备	71
10.3 项目申请报告与可行性研究报告的 联系与区别	41	7 烟气脱硝系统	73
10.4 项目申请报告的主要内容	41	7.1 烟气脱硝系统类型	73
第2章 厂址选择与总图运输	43	7.2 烟气脱硝系统和设备	74
1 厂址选择	43	8 除灰渣系统	75
1.1 厂址选择的主要原则	43	8.1 除灰渣系统设计任务及原则	75
1.2 厂址选择的主要内容	43	8.2 气力输送系统	76
1.3 厂址方案技术经济论证	44	8.3 水力输送系统	77
2 总体规划	44	8.4 机械除灰渣系统	78
2.1 总体规划的主要原则	44	8.5 厂外输送方式	79
2.2 厂址选择与总体规划设计实例	44	8.6 除灰渣系统的控制要求	79
3 厂区总平面布置	44	9 烟风煤粉管道设计计算	79
3.1 厂区总平面布置主要原则	44	9.1 管道选择	79
3.2 厂区总平面布置主要内容	44	9.2 管道的膨胀及补偿计算	79
3.3 厂区总平面布置设计实例	46	9.3 管道附件选择和计算	79
4 厂区竖向布置	52	9.4 管道异形件优化选型	80
4.1 厂区竖向布置主要原则	52	9.5 管道支吊架	80
4.2 厂区竖向布置方式	53	第4章 汽轮机及其附属系统	81
		1 汽轮机的容量、参数和类型选择	81

1.1 容量	81	4 电气控制、保护及自动装置	121
1.2 汽轮机类型和参数确定	81	4.1 电气控制	121
1.3 汽轮机主要性能要求	81	4.2 继电保护	122
2 主蒸汽、再热蒸汽和旁路系统	82	4.3 安全自动装置	123
2.1 系统功能及范围	82	5 电缆线路设施	123
2.2 系统设计准则	82	5.1 电缆线路设计	123
2.3 系统说明	82	5.2 电缆选型	123
3 凝结水系统	85	5.3 电缆防火	124
3.1 系统功能及范围	85	6 照明系统	125
3.2 系统设计准则	87	6.1 照明设计要求	125
3.3 系统说明	87	6.2 绿色照明	125
4 给水系统	88	7 厂内通信	125
4.1 系统功能及范围	88	7.1 生产管理通信	125
4.2 系统设计准则	88	7.2 生产调度通信	125
4.3 系统说明	88	第6章 仪表和控制	126
5 抽汽系统	90	1 总则	126
5.1 系统功能及范围	90	2 控制原则及控制系统总体设计	126
5.2 系统设计准则	90	2.1 控制原则和自动化水平	126
5.3 系统说明	90	2.2 单元机组控制	126
6 辅助蒸汽系统	92	2.3 辅助车间控制	127
6.1 系统功能及范围	92	2.4 信息化和厂级自动化	127
6.2 系统设计准则	92	2.5 全厂自动化系统的总体结构	127
6.3 系统说明	92	3 控制室和电子设备室布置	127
7 加热器疏水及放气系统	94	3.1 控制室	127
7.1 系统功能及范围	94	3.2 集中控制室	127
7.2 系统设计准则	94	3.3 电子设备室	131
7.3 系统说明	94	4 检测、仪表和执行机构	131
8 凝汽器抽真空系统	97	4.1 过程变量及其测量仪表	131
8.1 系统功能及范围	97	4.2 检测和仪表系统设计	131
8.2 系统说明	97	4.3 检测仪表及执行机构简述	133
9 冷却水系统	97	5 分散控制系统(DCS)应用	133
9.1 系统功能及范围	97	5.1 分散控制系统概貌	133
9.2 系统设计准则	101	5.2 DCS应用有关问题	134
9.3 系统说明	101	5.3 DCS应用技术发展	135
10 管道设计	101	6 监视、操作和报警	136
10.1 管道设计有关标准	101	6.1 监视和操作手段	136
10.2 管道应力计算	102	6.2 DCS的监视、操作和报警功能	136
10.3 管道支吊架	103	6.3 常规仪表、后备手操和报警	137
11 供热机组及供热系统	105	6.4 工业电视监视	137
11.1 热负荷和供热机组选择	105	7 模拟量控制	137
11.2 供热系统	105	7.1 模拟量控制品质指标	137
第5章 发电机及其相关系统	106	7.2 模拟量控制设计准则	138
1 发电机	106	7.3 机组协调控制	138
1.1 发电机分类	106	7.4 锅炉模拟量控制	138
1.2 发电机主要参数选择	106	7.5 汽轮机和发电机辅助设备模拟量控制	139
1.3 发电机励磁系统	106	8 开关量控制和联锁、保护	140
2 电气主接线系统	107	8.1 开关量控制和联锁、保护含义	140
2.1 电气主接线功能	107	8.2 顺序控制系统	140
2.2 电气主接线的设计原则	107	8.3 保护	141
2.3 主接线系统设备选型	108	9 主要专用仪表控制设备和系统	141
2.4 主接线系统设备布置	112	9.1 汽轮机数字电液控制系统(DEH)	141
2.5 绝缘配合、过电压保护及防雷接地	114	9.2 汽轮机紧急跳闸系统(ETS)	142
3 厂用电系统	116	9.3 汽轮机本体监测仪表(TSI)	142
3.1 厂用电系统功能	116	9.4 锅炉燃烧器火焰检测系统	142
3.2 厂用电系统设计准则	116	9.5 汽轮发电机组振动监测和故障诊断系统	142
3.3 厂用电系统的设备选择及布置	119		

9.6 给水泵汽轮机数字电液控制系统和 紧急跳闸系统	142	3 贮煤设施	171
9.7 锅炉吹灰器控制系统	143	3.1 露天、封闭贮煤场及煤场设备	171
9.8 锅炉炉管泄漏监测系统	143	3.2 筒仓	171
9.9 火灾检测报警系统	143	4 筛分破碎设备	174
9.10 其他专用仪表控制设备和系统	143	4.1 筛分设备	174
10. 辅助车间控制	143	4.2 破碎设备	174
10.1 辅助车间范围和特点	143	5 带式输送机	174
10.2 辅助车间控制原则和控制系统	143	5.1 普通带式输送机	174
10.3 辅助车间控制系统联网	144	5.2 特殊带式输送机	174
11 厂级自动化系统	144	5.3 带式输送机检测、保护装置	174
11.1 厂级自动化概念	144	6 给煤设备及配煤设备	175
11.2 厂级自动化系统功能	144	6.1 给煤设备	175
11.3 厂级自动化系统结构	145	6.2 配煤设备	175
12 仪表和自动设备安装	145	7 辅助设备和设施	175
12.1 电缆和接线	145	7.1 入厂、入炉煤计量	175
12.2 仪表管路安装	145	7.2 除铁器	175
12.3 就地仪表安装和布置	145	7.3 采制样装置	175
12.4 防护措施	146	7.4 起重设备	175
13 电源和气源	146	7.5 石灰石系统	175
13.1 电源类别及用途	146	7.6 清扫系统	175
13.2 电源系统设计	147	8 运煤系统控制要求	175
13.3 气源系统	147	第9章 水工设施及系统	176
14 联合循环发电厂仪表和控制	147	1 水源、水量及水质	176
14.1 控制原则及控制系统总体方案	147	1.1 水源种类	176
14.2 燃气轮机—汽轮机控制系统	148	1.2 发电厂各系统水量及水质要求	176
14.3 联合循环机组分散控制系统	148	1.3 各类水源的选择及认可	177
第7章 主厂房布置	149	2 水务管理	177
1 总则	149	2.1 全厂水务管理	177
1.1 主厂房布置设计的前提条件	149	2.2 水量平衡	177
1.2 主厂房布置的主要设计要求	149	2.3 耗水指标要求	177
2 燃煤发电厂主厂房布置	150	2.4 主要节水措施	178
2.1 主厂房组成	150	3 冷却水系统选择及布置	178
2.2 布置要求	150	3.1 冷却水系统的分类及选择	178
2.3 布置参考示意图	151	3.2 冷却水系统及水工建筑物布置	178
2.4 主要参考数据	151	3.3 冷却水系统冷端优化计算	179
3 燃气轮机发电厂主厂房布置	158	3.4 冷却水系统恒定流和瞬变流水力计算	179
3.1 主厂房组成	158	4 取、排水及输水设施	179
3.2 布置要求、形式及描述	158	4.1 地表水取、排水设施	179
3.3 布置参考示意图	158	4.2 地下水取水设施	183
3.4 主要参考数据	165	4.3 再生水取水	183
4 燃油、燃气发电厂主厂房布置	165	4.4 煤矿疏干水取水	183
4.1 主厂房组成	165	5 冷却设施及设备	183
4.2 布置要求	165	5.1 冷却方式	183
5 维护检修	165	5.2 冷却塔	183
5.1 燃煤、燃油、燃气机组	165	5.3 冷却塔结构设计基本要求及材料	184
5.2 燃气轮机机组	166	5.4 水面冷却	184
第8章 运煤系统	167	6 发电厂净化站	184
1 总则	167	6.1 净化设施种类、选型和处理能力的确定	184
1.1 设计任务及范围	167	6.2 净化设施的工艺流程和布置	185
1.2 主要设计原则	167	6.3 净化处理构筑物	185
2 卸煤装置	167	7 生产、生活给排水	185
2.1 铁路运输卸煤装置	167	7.1 生产、生活给水系统	185
2.2 水路运输卸煤	168	7.2 工业废水、生活污水系统	186
2.3 公路运输卸煤	169	7.3 雨水排水系统	186
2.4 坑口电厂带式输送机运输	169	8 厂外灰渣(含脱硫石膏)输送系统	187
		8.1 厂外灰渣输送方式	187

8.2 水力灰渣管线选择及敷设方式	187	11.1 氢气系统及容量的确定	208
8.3 干除灰道路	187	11.2 电厂氢气系统设计及设备配置	208
9 贮灰场	188	11.3 氢气质量监测仪表	209
9.1 贮灰场形式及选址	188	11.4 氢气站的布置	209
9.2 湿贮灰场	188	12 水处理系统控制	209
9.3 干贮灰场	189	13 化学试验室	209
10 消防	189	第 11 章 建筑、结构与暖通	210
10.1 电厂建(构)筑物的火灾危险性分类 及其耐火等级	189	1 总则	210
10.2 电厂厂区总平面布置	190	2 建筑	210
10.3 电厂建(构)筑物的安全疏散和建筑构造	191	2.1 主厂房布置	210
10.4 电厂消防给水、灭火设施	191	2.2 主厂房内部交通	210
10.5 火灾自动报警、消防设备控制	195	2.3 采光	211
10.6 采暖、通风和空气调节系统的消防设计	196	2.4 屋面及防水排水	211
10.7 电厂消防供电及照明	196	2.5 主厂房造型	212
第 10 章 水处理系统及设备	197	2.6 主厂房防火设计	212
1 水的特性及火力发电厂水处理的重要性	197	2.7 其他生产建筑	212
1.1 水的特性	197	2.8 辅助、附属及生活建筑	214
1.2 火力发电厂水处理的重要性及用 水水质	197	2.9 厂区景观设计	215
1.3 火力发电厂水处理设计及应遵循 的主要标准	197	3 结构	215
2 水的预处理	198	3.1 基本要求	215
2.1 系统选择	198	3.2 荷载	216
2.2 水的混凝、澄清、过滤处理系统	198	3.3 主厂房结构	217
2.3 水的混凝、澄清、过滤处理设备	198	3.4 地基与基础	218
2.4 膜过滤技术及应用	199	3.5 动力机器基础	220
3 水的预脱盐	199	3.6 烟囱、烟道	220
3.1 反渗透预脱盐	199	3.7 其他生产建(构)筑物	221
3.2 海水预脱盐(海水淡化)	200	4 采暖通风与空气调节	223
4 锅炉补给水处理	202	4.1 采暖	223
4.1 系统选择和处理容量的确定	202	4.2 通风	224
4.2 锅炉补给水离子交换处理	202	4.3 空气调节	225
4.3 锅炉补给水电除盐(EDI)处理	203	4.4 除尘及真空清扫	227
5 汽轮机组的凝结水精处理	204	4.5 新技术、新设备应用展望	228
5.1 目的及处理系统	204	第 12 章 环境保护、劳动安全与职业卫生	230
5.2 凝结水处理工艺	204	1 环境保护	230
5.3 机组凝结水处理系统的设备配置	204	1.1 总则	230
6 热力系统的化学加药处理	205	1.2 环境空气污染防治措施	231
6.1 加药处理的目的	205	1.3 水污染防治措施	232
6.2 给水化学工况及加药系统的设置	205	1.4 噪声治理措施	232
6.3 炉水校正处理	205	1.5 贮灰场污染防治措施	232
7 热力系统水汽质量监测	205	1.6 煤场污染防治措施	232
8 冷却水处理	205	1.7 固体废弃物综合利用	233
8.1 电厂冷却水系统的特点及处理要求	205	1.8 环境保护投资估算与环境保护管理、 监测	233
8.2 循环冷却水处理	206	1.9 水土保持	233
8.3 冷却水中的杀生处理	207	2 劳动安全与职业卫生	234
8.4 凝汽器管材及选择	207	2.1 劳动安全设计	234
9 热网补给水及回水处理	207	2.2 职业卫生设计	238
9.1 处理的目及原则	207	第 13 章 技术经济	241
9.2 热网补给水处理系统	207	1 建设预算编制办法	241
9.3 回水处理系统	208	1.1 编制要求	241
10 工业废水处理	208	1.2 估算、概算、预算的内容组成	241
10.1 工业废水处理的目及原则	208	1.3 建设预算的编排次序	241
10.2 电厂工业废水及处理方法	208	1.4 建设预算的编制规则	241
11 氢气站	208	1.5 初步可行性研究、可行性研究投资 估算的编制	242
		1.6 初步设计概算的编制	242

1.7 施工图预算的编制	243
2 项目及费用性质划分办法	243
2.1 费用性质划分	243
2.2 项目划分	244
3 电力建设项目经济评价办法	245
3.1 适用范围	245
3.2 财务分析方法	245
4 控制工程造价办法	245
4.1 限额设计	245
4.2 限额设计参考造价指标	246
第14章 空冷发电厂	248
1 概述	248
1.1 空冷发电技术的特点	248
1.2 空冷系统的适用性	248
2 空冷发电厂厂址选择及厂区规划的特殊要求	248
2.1 厂址选择	248
2.2 总平面布置时要注意的问题	249
3 空冷汽轮机及其热力系统	249
3.1 空冷汽轮机的特点	249
3.2 空冷汽轮机的功率及背压的选择	249
3.3 空冷汽轮机热力系统的特点	250
4 主厂房布置	250
4.1 锅炉房和煤仓间布置	250
4.2 汽机房布置	250
4.3 参考布置简介	251
4.4 主要参考数据	251
5 空冷系统及设备	251
5.1 空冷系统的选择	251
5.2 空冷机组的冷端优化	251
5.3 直接空冷系统的流程、设备和布置	252
5.4 混合式凝汽器间接空冷系统的流程、设备和布置	253
5.5 表面式凝汽器间接空冷系统的流程、设备和布置	254
参考文献	255
第3篇 锅炉	257
第1章 锅炉总体设计、燃料、物质平衡与热平衡	259
1 概述	259
1.1 锅炉设备的工作过程	259
1.2 锅炉的类别、参数及型号	259
2 锅炉总体设计	260
2.1 锅炉总体设计的基本程序	260
2.2 锅炉成套设计的基本原则	261
3 燃料	261
3.1 燃料的成分及其特性	261
3.2 燃料的成分分析基准和换算	262
3.3 燃料灰渣的成分及其特性	263
3.4 我国煤的分类	265
3.5 煤质的特种分析及判别指数	267
3.6 液体与气体燃料	269
3.7 燃料特性对锅炉设计和运行的影响	270
4 物质平衡与热平衡	271
4.1 空气量和烟气量的计算	271

4.2 锅炉的空气平衡	273
4.3 过量空气系数的选择和测量	274
4.4 空气和烟气焓的计算	275
4.5 完全燃烧方程式	275
4.6 锅炉的热平衡	275
第2章 燃烧设备	280
1 炉膛与燃烧器	280
1.1 设计的基本要求	280
1.2 燃烧器的形式与布置	280
1.3 燃烧方式的选取	281
1.4 炉膛热力特性参数的选择	281
1.5 主要炉膛热力特性参数计算式	282
1.6 大型煤粉锅炉燃烧性能保证值的确定	283
2 直流煤粉燃烧器的设计	283
2.1 直流煤粉燃烧器概述及特点	283
2.2 水平浓淡分离燃烧器	285
2.3 WR型燃烧器	286
2.4 PM燃烧器	286
2.5 中心十字风燃烧器	286
2.6 其他燃烧器(钝体燃烧器、船形燃烧器、双通道自稳式燃烧器)	287
3 煤粉旋流燃烧器	288
3.1 旋流燃烧器的特点	288
3.2 旋流燃烧器的旋流强度	288
3.3 煤粉旋流燃烧器的设计原则与结构简述	288
3.4 煤粉旋流燃烧器的煤种适应性	289
3.5 煤粉旋流燃烧器的运行	289
3.6 主要新型煤粉旋流燃烧器简介	290
4 W型火焰燃烧技术	293
4.1 适用范围	293
4.2 设计原则	294
4.3 W型火焰燃烧方式的煤粉燃烧器	294
5 低 NO_x 的燃烧技术	296
5.1 燃烧过程 NO_x 的生成机理	296
5.2 控制排放量的方案与措施	296
5.3 我国大型煤粉锅炉 NO_x 排放水平	298
6 油燃烧器	298
6.1 油枪喷嘴	298
6.2 配风器	299
6.3 炉前油系统	300
7 气体燃烧器	300
7.1 气源参数和气体燃烧器的选择	300
7.2 炉前燃气系统	301
7.3 气体燃烧的安全守则	301
8 液态排渣炉的燃烧设备	302
8.1 液态排渣的选取条件	302
8.2 液态排渣炉的燃烧设备	302
9 燃煤锅炉的点火系统	303
9.1 煤粉锅炉的点火燃料及方式	303
9.2 点火器容量和点火系统容量的合理选择	304
9.3 点火器形式	304
9.4 常规点火器的布置方式	304
第3章 除渣设备	305
1 除渣设备的基本要求和分类	305
2 除渣设备的布置方式	305

2.1 集中布置方式	305	5.1 对流过热器和再热器的积灰与结渣	341
2.2 分散布置方式	305	5.2 对流过热器和再热器的磨损	342
2.3 集中与分散联合布置方式	306	5.3 过热器和再热器的高温腐蚀	342
3 除渣方式	306	第6章 省煤器	345
3.1 干式除渣方式	306	1 省煤器的作用与形式	345
3.2 湿式除渣方式	306	1.1 省煤器的作用	345
4 碎渣机	309	1.2 省煤器的形式	345
4.1 辊式碎渣机	309	2 布置方式及结构形式	345
4.2 冲击式碎渣机	310	2.1 布置方式	346
5 除渣设备容量的确定	311	2.2 结构形式	347
第4章 蒸发系统	312	3 省煤器设计	347
1 锅炉循环方式、基本原理及其特点	312	3.1 设计数据选取	348
1.1 自然循环锅炉	312	3.2 省煤器的设计计算	348
1.2 控制循环锅炉	313	4 鳍片管式省煤器	350
1.3 直流锅炉	314	4.1 H型鳍片管式省煤器	350
1.4 复合循环锅炉	315	4.2 螺旋鳍片管省煤器	351
2 蒸发受热面热负荷分配	317	第7章 空气预热器	353
2.1 炉膛壁面局部热负荷的计算方法	317	1 空气预热器的作用与分类	353
2.2 沿炉膛高度方向热负荷的确定	319	1.1 空气预热器的作用	353
3 回路设计原则与主要设计参数选择	319	1.2 空气预热器的分类和优缺点	353
3.1 自然循环回路设计原则与主要参数的选择	319	1.3 预热器形式的选定	353
3.2 控制循环回路主要设计原则与参数选择	322	1.4 预热器的单级和双级布置	353
3.3 其他循环方式(低循环倍率)回路设计特点与方法	325	2 预热器运行中出现的几个问题	354
3.4 下部倾斜围绕、上部一次上升回路主要参数选择	325	2.1 低温腐蚀	354
4 蒸发系统的结构特点	326	2.2 堵灰	355
4.1 水冷壁的类型与管屏结构特点	326	2.3 磨蚀	355
4.2 折焰角的功能、结构尺寸与支吊形式	327	2.4 火灾	355
4.3 壁式再热器(或壁式过热器)与水冷壁的连接形式	328	2.5 振动	356
4.4 下降管的布置形式及其利弊分析	328	3 管式空气预热器	356
5 汽包、分离器及其附件	329	3.1 列管式空气预热器	356
5.1 汽包与分离器的主要作用	329	3.2 列管式空气预热器主要参数的选择	356
5.2 汽包附件的结构与作用	329	3.3 热管式空气预热器	357
第5章 过热器和再热器	331	4 风罩回转再生式空气预热器	358
1 过热器和再热器的作用与分类	331	4.1 结构	358
1.1 过热器和再热器的作用	331	4.2 风罩回转式预热器的被替代	359
1.2 过热器和再热器的分类	331	5 受热面回转再生式空气预热器	359
1.3 过热器和再热器设计应考虑的主要因素	331	5.1 容克式预热器的工作原理	359
2 结构形式	331	5.2 容克式预热器的主要设计规范	360
2.1 对流过热器和再热器的结构形式	331	5.3 预热器性能计算方法	363
2.2 半辐射过热器和再热器的结构形式	333	5.4 预热器性能测试方法	364
2.3 辐射过热器和再热器的结构形式	334	5.5 受热面回转式预热器的结构	364
2.4 过热器和再热器定位结构	334	5.6 预热器控制漏风率的原理和手段	368
3 过热器和再热器的汽温特性和调节方式	336	第8章 锅炉构架、炉墙及管道保温、膨胀密封和支吊装置	370
3.1 过热器和再热器的汽温特性	336	1 锅炉构架	370
3.2 蒸汽温度调节方式	338	1.1 构架选型及设计原则	370
4 过热器和再热器的热偏差	340	1.2 荷载组合与统计	371
4.1 热偏差与热偏差系数的定义	340	1.3 静力分析	374
4.2 减小热偏差的措施	341	1.4 梁的设计	374
5 对流过热器和再热器的积灰与结渣、磨损和高温腐蚀	341	1.5 柱的设计	375
		1.6 桁架设计	377
		1.7 连接设计	377
		1.8 节点设计	379
		1.9 刚性梁	380
		2 炉墙及管道保温	381
		2.1 炉墙的作用、分类和管道保温	381

2.2 敷管炉墙和管道保温结构	382	2 锅炉可靠性分析的常用术语及定义	460
2.3 炉墙材料	385	2.1 锅炉可靠性常用术语	460
2.4 炉墙传热和管道保温计算	387	2.2 锅炉可靠性分析的时间术语定义	460
3 膨胀密封和支吊装置	387	3 锅炉可靠性特征量的计算公式	460
3.1 锅炉的热膨胀	387	4 锅炉可靠性薄弱环节的分析方法	461
3.2 锅炉的密封	389	4.1 可靠性薄弱环节统计的基本公式	461
3.3 锅炉的支吊装置	391	4.2 火电机组可靠性薄弱环节统计的统计公式	461
第9章 锅炉用钢材	395	4.3 锅炉可靠性薄弱环节的统计公式	461
1 锅炉受压元件对钢材的要求	395	4.4 锅炉部件可靠性薄弱环节的统计公式	461
1.1 设计和运行的要求	395	5 锅炉部件可靠性的分析方法	461
1.2 制造工艺的要求	396	5.1 指数分布	461
2 锅炉用钢的冶金质量	397	5.2 正态分布	461
2.1 化学成分	397	5.3 对数正态分布	462
2.2 短时力学性能	397	5.4 威布尔分布	462
2.3 低倍组织	397	5.5 锅炉部件可靠性特征量的计算公式	462
2.4 金相组织	397	6 锅炉部件和系统可靠性设计的计算模型	462
2.5 钢材的纯净度和回火脆性	398	6.1 锅炉承压部件的可靠性计算模型	462
2.6 无损检测	398	6.2 锅炉非承压部件的可靠性计算模型	464
3 锅炉受压元件材料的选择和应用	398	6.3 锅炉系统的可靠性设计的计算模型	464
3.1 钢管材料	398	7 计算实例	463
3.2 锅炉管件材料的选择和应用	399	第12章 典型亚临界压力锅炉	466
3.3 汽包材料	401	1 300MW 自然循环锅炉	466
3.4 汽包材料的选择和应用	406	1.1 锅炉参数	466
第10章 锅炉计算	407	1.2 燃料情况	466
1 热力计算	407	1.3 锅炉基本性能	466
1.1 热力计算的方法和任务	407	1.4 燃烧与制粉系统	467
1.2 炉膛热力计算	407	1.5 除渣方式	468
1.3 对流受热面的传热计算	424	1.6 炉膛与水循环系统	468
2 水动力计算	430	1.7 汽包与内部装置	468
2.1 水动力计算的基础部分	430	1.8 过热器和再热器	468
2.2 自然循环锅炉的水循环计算	432	1.9 省煤器	470
2.3 直流锅炉的水动力计算	435	1.10 空气预热器	470
2.4 控制循环锅炉的水动力计算	437	1.11 热膨胀、密封与炉墙	470
3 受热面热偏差及金属壁温计算	439	1.12 自动控制与监控	470
3.1 基本计算公式	440	1.13 锅炉构架	470
3.2 屏间及管间流量偏差	440	1.14 锅炉运行	470
3.3 屏间及管间热负荷偏差	442	1.15 锅炉停运	471
3.4 同屏(片)各管受热面的不均匀性	443	1.16 锅炉主要热力数据汇总	471
3.5 过热器和再热器的热偏差计算	444	2 600MW 控制循环锅炉	471
3.6 减小过热器和再热器热偏差的方法	444	2.1 总体布置特点	471
3.7 受热面金属壁温计算	445	2.2 炉膛与蒸发系统	471
3.8 过热器、再热器金属壁温在线监测	447	2.3 炉水循环泵及其冷却水系统	472
4 强度计算	447	2.4 汽包与内部装置	473
4.1 受压元件强度	447	2.5 过热器和再热器	473
4.2 系统强度	451	2.6 省煤器	474
5 通风计算	453	2.7 空气预热器	474
5.1 通风计算的目 的及通风方式	453	2.8 燃烧系统	474
5.2 基本原理和计算公式	453	2.9 燃烧典型烟煤时锅炉的主要数据	475
5.3 摩擦阻力计算	454	参考文献	476
5.4 横向冲刷管组的阻力	454	第4篇 汽轮机	477
5.5 局部阻力计算	455	第1章 汽轮机总体设计	479
5.6 锅炉烟气侧阻力计算	456	1 概述	479
5.7 锅炉空气侧阻力计算	457	1.1 汽轮机的发展	479
5.8 引风机和送风机的选择	458	1.2 提高机组经济性	479
第11章 锅炉可靠性	460	1.3 提高自动化水平	480
1 锅炉可靠性设计的意义	460		

1.4 汽轮机总体设计的主要任务	480	3.1 原始数据	504
2 汽轮机分类及型号编制方法	480	3.2 通流部分内效率估算	504
2.1 汽轮机分类	480	3.3 调节级选型和焓降确定	505
2.2 汽轮机型号的编制方法	481	3.4 末级排汽面积选择	505
3 蒸汽参数、容量系列与规范	482	3.5 中间级组设计	505
3.1 蒸汽参数、容量系列	482	3.6 焓降分配与级数确定	505
3.2 背压的选择	482	3.7 通流部分详算	506
3.3 转速	483	第4章 汽轮机变工况	507
3.4 汽轮机工况的定义	483	1 汽轮机变工况的概念	507
3.5 机电炉参数容量的匹配	483	1.1 变工况定义	507
4 配汽、启动和运行方式	483	1.2 变工况原因	507
4.1 汽轮机运行与设计要求	483	1.3 变工况分类	507
4.2 汽轮机的配汽方式	484	1.4 工况自变量、特性量与变工况特性	507
4.3 启动方式	484	1.5 变工况与设计工况在计算上的区别 与联系	507
4.4 启动方式对旁路容量的要求	485	1.6 变工况计算的目的	507
4.5 运行方式	485	2 汽轮机通流变工况	507
5 汽轮机总体结构	485	2.1 通流变工况的共性	507
5.1 机组热膨胀及支承—滑销系统	485	2.2 叶栅变工况	508
5.2 汽轮机的汽缸	486	2.3 级变工况	510
5.3 转子与轴系	487	2.4 级组变工况	510
5.4 轴承及轴承座形式	487	2.5 整机通流变工况	511
5.5 汽轮机汽、水、油管系及本 体辅助系统	488	3 汽轮机装置变工况	512
5.6 汽轮机与凝汽器的接口	488	3.1 装置各主要环节变工况	512
5.7 汽轮机与发电机的接口	488	3.2 装置变工况特性曲线	514
5.8 地震对汽轮机设计的要求	488	4 汽轮机热力修正曲线	514
6 给水泵驱动方式的选择	488	4.1 热力修正曲线定义	514
6.1 给水泵容量的配置	488	4.2 修正曲线的主要用途	514
6.2 给水泵的驱动方式	489	4.3 修正曲线的绘制与使用方法	515
6.3 汽轮机驱动的给水泵组	489	4.4 典型修正曲线	515
第2章 热力循环	490	5 变工况中的强度核算工况	515
1 基本热力循环	490	5.1 隔板核算工况	515
1.1 理想循环(朗肯循环)	490	5.2 动叶片核算工况	515
1.2 实际循环	490	5.3 推力轴承核算工况	515
1.3 影响循环效率的主要因素	491	6 特殊变工况对汽轮机的影响	516
2 给水回热循环	491	6.1 回热加热器的停运工况	516
2.1 工作原理	491	6.2 通流结垢与缺损运行工况	516
2.2 循环热经济性	492	6.3 缺级运行工况	517
2.3 给水加热器	492	6.4 小容积流量工况	517
2.4 给水回热循环主要参数的选择	492	6.5 纯凝汽式机组改造为供热机组	517
3 中间再热循环	493	第5章 通流部分气动设计	518
3.1 工作原理	493	1 叶型与叶栅	518
3.2 循环热经济性	493	1.1 叶型	518
3.3 循环参数对热经济性的影响	493	1.2 叶栅	518
4 热力系统及热平衡计算	494	1.3 叶栅的能量损失	519
4.1 典型机组的热力系统	494	1.4 叶栅出汽角	519
4.2 热平衡计算	494	1.5 叶栅几何参数对叶栅损失和出汽 角的影响	520
第3章 通流部分热力设计	499	1.6 气动参数对叶栅损失和出汽角的 影响	520
1 通流设计的一般方法	499	1.7 叶栅损失与级效率的关系	521
2 级的热力设计	499	2 汽轮机级的气动设计	522
2.1 级的热力计算	499	2.1 径向平衡方程	522
2.2 级的热力特性参数选择	502	2.2 简单径向平衡方程的求解	522
2.3 级的结构要素	503	2.3 完全径向平衡方程的求解	523
2.4 双列级的设计特点	503	2.4 控制涡流设计	524
2.5 模型级法的设计和计算	504		
3 多级汽轮机通流部分热力设计	504		

2.5 N-S 方程及数值求解	526	2.2 套装叶轮装配过盈量和应力分析	547
3 进、排汽缸的气动设计	528	2.3 用有限元法进行叶轮强度分析	548
3.1 排汽缸的几何参数及气动性能	528	2.4 叶轮振动	548
3.2 排汽缸的设计方法	529	3 转子强度	548
4 气动试验	530	3.1 转子强度分析应考虑的主要问题	549
4.1 平面叶栅试验	530	3.2 转子应力的有限元计算	549
4.2 环形叶栅试验	530	3.3 转子疲劳分析和考核	549
4.3 单级、多级空气汽轮机试验	530	3.4 转子断裂力学分析和考核	550
4.4 蒸汽汽轮机试验	531	4 联轴器	551
4.5 流场测量	531	4.1 刚性联轴器	551
第 6 章 动叶片	532	4.2 半挠性联轴器	551
1 叶片的结构形式	532	4.3 特殊形式的联轴器	551
1.1 叶片工作部分	532	4.4 联轴器设计中必须考虑的几个问题	551
1.2 动叶叶根	532	5 轴系的动态特性	552
1.3 动叶顶部	532	5.1 计算模型简化	552
1.4 连接件及其连接形式	533	5.2 轴系找中曲线计算	552
1.5 特殊的叶片结构	533	5.3 轴系临界转速计算	553
2 动叶片强度计算	533	5.4 轴系不平衡响应计算	553
2.1 叶片拉应力计算	533	5.5 轴系稳定性计算	553
2.2 蒸汽弯曲应力计算	533	5.6 轴系扭振计算	553
2.3 叶片偏心弯曲应力计算	534	5.7 轴系动态特性的考核	554
2.4 叶根及轮缘应力计算	534	5.8 轴系动态特性的影响因素	554
2.5 围带、铆钉头、拉筋应力计算	536	5.9 轴系振动计算实例	555
3 叶片振动	536	6 转子部件材料和许用应力	557
3.1 激振力及振型	536	6.1 转子部件材料	557
3.2 等截面叶片的固有频率	537	6.2 许用应力和安全系数	558
3.3 变截面叶片的固有频率	538	第 8 章 轴承、轴承座、盘车装置	559
3.4 长叶片的弯扭联合振动	538	1 轴承	559
3.5 叶片工作状态时频率修正	538	1.1 汽轮机径向轴承	559
3.6 叶片的调频及方法	539	1.2 汽轮机推力轴承	563
4 叶片动应力计算	540	1.3 轴承材料	567
4.1 单只叶片动应力	540	2 轴承座	568
4.2 叶片组动应力	540	2.1 轴承座的典型结构	568
4.3 影响动应力的几个因素	540	2.2 轴承座的设计原则	569
5 末级长叶片的特点	541	2.3 轴承座的刚性	569
5.1 末级长叶片的开发	541	3 盘车装置	570
5.2 末级长叶片的设计要求和方	541	3.1 盘车装置的结构	570
5.3 末级长叶片设计中的几个特殊问题	541	3.2 盘车电动机容量的确定	571
5.4 有限元方法在末级长叶片设计中	542	4 高压顶轴油装置	572
的应用	542	第 9 章 汽缸、隔板、持环、喷嘴组、汽封	573
5.5 末级长叶片的种类和结构特点	542	1 汽缸	573
6 叶片材料和安全系数	542	1.1 汽缸设计的基本要求	573
6.1 叶片材料	542	1.2 汽缸结构	573
6.2 安全系数和许用应力	542	1.3 进汽接管和抽汽、排汽流道	575
6.3 蒸汽弯应力的限制	543	1.4 汽缸内零件的支承和汽缸推拉装置	576
7 叶片振动强度安全准则	543	2 汽缸强度计算	577
7.1 国内常用的叶片振动强度安全准则	543	2.1 高中压汽缸	577
7.2 其他的叶片振动强度安全准则	543	2.2 低压汽缸强度和刚度	579
第 7 章 转子与轴系	545	2.3 疲劳分析	580
1 转子结构	545	2.4 汽缸弹性有限元强度分析	580
1.1 转子设计时需要考虑的问题	545	2.5 材料和许用应力	580
1.2 转子的典型结构及特点	545	3 汽缸安装位置的稳定性	581
1.3 转子结构设计	546	3.1 汽缸稳定性准则	581
1.4 转子的支撑方式	547	3.2 汽缸稳定性分析	581
2 叶轮强度和振动	547	4 隔板、持环、喷嘴组	581
2.1 叶轮强度计算基础	547	4.1 隔板的结构和强度	581

4.2 持环的结构和强度计算	583	1 汽轮机油系统及装置	606
4.3 喷嘴组	584	1.1 汽轮机油系统的供油方式	606
4.4 材料	584	1.2 不同供油方式效率的比较	606
5 汽封	585	1.3 汽轮机油系统设备简介	606
5.1 汽封的结构形式	585	1.4 汽轮机油系统的清洁度和冲洗	608
5.2 端汽封(轴封)、隔板汽封 和叶片汽封	585	1.5 汽轮机油的油质要求	608
5.3 设计要求和间隙选择	586	2 汽轮机汽封系统	608
5.4 材料	586	2.1 汽封系统的分类	608
第 10 章 本体阀门与管道	587	2.2 自密封汽封系统组成、运行及要求	609
1 阀门与管道的功能与类型	587	2.3 汽封系统控制站	610
1.1 阀门结构的分类	587	2.4 汽封系统管道管径的选择及布置	610
1.2 阀门的功能分类	587	2.5 汽封加热器	611
1.3 汽轮机本体管道分类	588	2.6 汽封系统抽气设备	611
2 阀门结构	588	2.7 汽封系统调节阀	612
2.1 升降式阀门	588	3 汽轮机疏水系统	612
2.2 摇板式阀门	590	3.1 典型疏水系统	612
2.3 蝶阀	590	3.2 疏水系统设计导则	613
3 阀门的性能设计	590	3.3 疏水系统管道连接及布置	614
3.1 阀门的密封性能	591	3.4 疏水系统阀门	614
3.2 阀门的关闭性能	591	第 13 章 寿命与可靠性	615
3.3 阀门的流动性能	591	1 寿命与可靠性的特征量	615
3.4 阀门的泄漏损失	592	1.1 汽轮机寿命特征量	615
3.5 其他性能指标	593	1.2 汽轮机可靠性特征量	615
4 阀门的强度分析	593	2 汽轮机寿命设计	615
4.1 阀盖的计算	593	2.1 低周疲劳寿命设计	615
4.2 阀壳的计算	594	2.2 蠕变寿命设计	616
4.3 阀杆的计算	594	2.3 寿命设计判据	616
4.4 阀门支架的计算	594	3 调峰与寿命管理	617
4.5 弹簧的计算	595	3.1 调峰机组性能要求	617
5 本体管道的设计	595	3.2 调峰对汽轮机寿命的影响	617
5.1 管道接口力与力矩的计算	595	3.3 寿命损耗监测与寿命管理	618
5.2 管道接口应力的计算	596	4 可靠性统计分析	619
5.3 中低压连通管设计	596	4.1 汽轮机可靠性的统计分析	619
6 材料选择	597	4.2 汽轮机零部件可靠性的统计分析	620
第 11 章 汽轮机控制、监测与保护系统	599	5 可靠性设计	622
1 汽轮机控制系统的要求和形式	599	5.1 可靠性设计程序	622
1.1 不同类型汽轮机控制系统的要求	599	5.2 可靠性设计的要点	623
1.2 汽轮机控制系统的几种主要形式	599	5.3 汽轮机零部件可靠性设计概述	623
1.3 控制系统基本原理及常用的专业 名词术语	599	第 14 章 强度设计基础	625
2 汽轮机数字电液控制系统	600	1 基于弹性应力分析的强度	625
2.1 数字电液控制系统的特点、组成和功能	600	1.1 主应力表达式、摩尔圆与应力应变 转换计算	625
2.2 电气控制系统	601	1.2 平面应力和平面应变状态	625
2.3 液压伺服系统	602	1.3 常用的热应力关系式	625
2.4 DEH 控制方式和汽轮机启动运行	602	2 基于弹塑性应力分析的强度	626
2.5 DEH 与 DCS 一体化设计	603	2.1 弹塑性应力分析的意义	626
3 汽轮机安全监测系统	603	2.2 硬化曲线及其数学模型	626
3.1 汽轮机安全监测系统及其发展	603	2.3 弹塑性计算中的应力应变关系	627
3.2 汽轮机轴系各参数监测	604	2.4 用弹性计算求塑性应变量的近似值	628
3.3 汽轮机 TSI 安全监测仪表的组成	604	2.5 弹塑性计算算例	628
4 汽轮机保护系统	605	2.6 极限载荷及其实用求法	629
4.1 液压遮断保护系统	605	3 高温蠕变计算	630
4.2 汽轮机危急遮断系统 ETS	605	3.1 蠕变的基本概念	630
4.3 某 600MW 机组 ETS 典型停机项目	605	3.2 蠕变强度表达式及试验数据外推法	630
第 12 章 汽轮机辅助系统	606	3.3 蠕变过程的数学表达式	630
		3.4 工程实用的蠕变算法及蠕变参考	

应力的应用	631
3.5 蠕变的寿命损耗	632
4 应力集中系数	632
4.1 基本概念	632
4.2 理论应力集中系数 K_t	633
4.3 屈服后的应力应变集中系数	633
5 疲劳	633
5.1 疲劳破坏的特征及疲劳类别	633
5.2 常温下的疲劳曲线及影响因素	633
5.3 高周疲劳	634
5.4 低周疲劳	634
5.5 弯扭复合疲劳	635
5.6 疲劳寿命消耗的累积	635
5.7 疲劳计算的一些材料数据及算例	635
5.8 汽轮机的高温低周疲劳	636
6 断裂力学基础	637
6.1 裂纹前沿的应力场与应力强度因子	637
6.2 裂纹失稳扩展的条件及判据	638
6.3 断裂力学处理的区域划分	638
7 线弹性及弹塑性断裂力学的应用	638
7.1 汽轮机部件的裂纹	638
7.2 线弹性断裂力学的应用	638
7.3 构件裂纹应力强度因子的求法	638
7.4 裂纹的疲劳扩展	639
7.5 弹塑性及塑性断裂力学的应用	639
7.6 高温下裂纹的扩展	640
8 汽轮机部件裂纹扩展计算例题	640
8.1 低压转子裂纹扩展计算	640
8.2 高压转子调节级、中压转子第一级处中心孔 表面裂纹蠕变扩展问题	640
9 有限元分析	640
9.1 有限元法的基本原理及流程	640
9.2 有限元通用软件及在汽轮机结构分析 中的应用	641
10 强度准则与安全性	641
10.1 强度准则	641
10.2 应力分类与安全性	642
第 15 章 汽轮机用钢	644
1 汽轮机用钢的种类和应用	644
1.1 各类钢的特点	644
1.2 钢的组织结构变化	644
1.3 合理选材	644
2 汽轮机主要零部件用钢	645
2.1 转子、主轴和叶轮等大锻件	645
2.2 叶片	650
2.3 汽缸、阀壳、阀座和蒸汽室	652
2.4 高温紧固件和阀杆	653
3 各国汽轮机用钢对照	655
第 16 章 大型转子动平衡及试验室	657
1 高速动平衡机理	657
2 大型高速动平衡试验室用途	657
3 平衡工艺	657
4 设备系统	657
4.1 高速动平衡机	657
4.2 驱动系统	659
4.3 真空舱系统	659

4.4 大气润滑油及顶轴油系统	659
4.5 真空润滑油及顶轴油系统	660
4.6 抽真空系统	660
4.7 真空舱通风系统	660
4.8 冷却水系统	660
5 电气系统	660
5.1 驱动电动机配电	660
5.2 辅助设备配电	660
6 测量控制系统	660
6.1 驱动操作控制系统	660
6.2 动平衡测量系统	661
6.3 辅机测量监控系统	661
7 试验室组成及布置	661
8 土建工程特点	661
9 国内配置情况简介	662
参考文献	663

第 5 篇 汽轮发电机（同步发电机）

第 1 章 概述

1 发展简况	667
2 基本结构、成套件及主要零部件	667
2.1 基本结构及成套件	667
2.2 主要零部件	668
3 基本技术规格、性能要求	674
3.1 基本技术规格	674
3.2 性能要求	674
4 标准及代表性产品性能	676
4.1 性能标准	676
4.2 其他标准及代表性产品性能	677

第 2 章 设计

1 电磁设计要点	679
1.1 冷却形式确定	679
1.2 定子额定电压及转子励磁电流	679
1.3 电磁负荷及主要尺寸	679
1.4 绕组每相分支路数及铁芯槽数	680
1.5 定、转子线规及换位方式	680
1.6 定子端部结构	680
1.7 转子阻尼结构	680
1.8 4 极发电机电磁设计特点	680
2 机械设计要点	681
2.1 应力计算	682
2.2 动力特性的计算	682
2.3 热套面过盈量	682
2.4 极心横向槽	682
2.5 关于水冷转子	682
2.6 关于 4 极发电机	682
3 通风冷却及绝缘设计	683
3.1 冷却及通风的考虑	683
3.2 绝缘设计要点	685

第 3 章 制造要点及关键材料

1 制造要点	688
1.1 机座、端盖、出线室等的制造	688
1.2 定子铁芯制造	688
1.3 定、转子绕组	688
1.4 转子及零部件机械加工	689
1.5 定、转子绕组装配	689

1.6 转子动平衡、超速及总装配	689	4.1 热交换器的容量选择和设计原则	707
1.7 发电机运输装箱	690	4.2 材料与管件结构	707
2 关键材料	690	第6章 发电机验收、吊运和存放	709
2.1 结构材料	690	1 验收	709
2.2 导磁材料	690	2 吊运	709
2.3 导电材料	690	3 存放	709
2.4 绝缘材料	690	第7章 安装	710
第4章 励磁系统与设备	692	1 安装前检查	710
1 励磁系统在发电和输电中的作用	692	2 定子安装	710
1.1 维持发电机端电压为恒定值	692	3 转子安装	710
1.2 合理调节发电机的无功负荷	692	4 轴承及油密封安装	710
1.3 提高电力系统的静态稳定性	692	第8章 试验	711
1.4 提高电力系统的动态稳定性	692	1 型式试验和出厂检查试验	711
1.5 提高电力系统的暂态稳定性	693	2 交接试验	711
2 励磁系统主要性能	693	3 性能验收试验	711
2.1 一般性能	693	4 科研试验	711
2.2 静态性能	693	第9章 发电机运行	714
2.3 动态性能	693	1 启动前检查和要求	714
3 励磁系统方式	694	2 发电机组启动	714
4 当代常用的励磁系统	694	3 发电机组调试	714
4.1 自并励静止励磁系统	694	3.1 电气测试	714
4.2 旋转交流励磁机励磁系统	696	3.2 保护装置的调试	714
4.3 备用励磁电源	697	4 并网	714
5 自动励磁电压调节装置 (AVR)	698	5 机组综合试运行	714
5.1 自动励磁电压调节器的主要构成	698	6 机组试运行结束	715
5.2 主要功能和控制功能	698	7 发电机组交付运行	715
5.3 自动励磁调节装置的辅助功能、限制功能 和保护功能	698	8 正常运行方式及规定	715
5.4 数字式 AVR 的技术优势	699	8.1 发电机长期连续运行	715
6 灭磁	699	8.2 发电机空气冷却运行	715
6.1 灭磁方式	699	8.3 视在功率与电压和电流关系	715
6.2 氧化锌和碳化硅非线性电阻	699	8.4 变功率因数运行	715
6.3 交流侧和直流侧灭磁	699	8.5 不平衡负载运行	715
6.4 发电机转子阻尼系统与横轴磁通对灭磁 时间的影响	700	8.6 调峰运行	716
6.5 灭磁性能的评价——灭磁时间	700	8.7 进相运行	716
第5章 辅助系统与设备	702	8.8 频率与电压的变化范围	716
1 供氢系统及控制	702	8.9 运行氢压	716
1.1 发电机对供氢系统的要求	702	8.10 氢气温度与负荷关系	716
1.2 供氢系统的基本构成	702	8.11 氢气冷却器与负荷关系	717
1.3 发电机机内气体的置换	702	9 发电机保护	717
1.4 机内氢气品质的监控和补氢	702	9.1 保护分类	717
1.5 供氢系统的安全运行	703	9.2 其他保护装置	717
2 密封油系统及控制	703	10 运行时监测和注意事项	717
2.1 对密封油系统的要求	703	11 偏离允许值时应采取的措施	718
2.2 密封原理和密封结构的基本类型	703	11.1 应遵循的原则和措施	718
2.3 密封油系统	704	11.2 具体情况的具体措施	718
2.4 油系统的可靠性设计和监测	704	第10章 维护检查和检修	720
2.5 密封油系统的性能对发电机运行的影响	705	1 常规检查试验	720
3 冷却水系统及控制	705	1.1 绝缘电阻的测量	720
3.1 发电机对冷却水系统的要求	705	1.2 发电机定、转子绕组绝缘的介电 强度试验	720
3.2 发电机外部水系统的基本构成	705	2 小修项目	720
3.3 对冷却水水质的要求	706	3 大修项目	721
3.4 防止定、转子绕组的空心导线堵塞	706	4 发电机维护	721
3.5 可靠性设计、监控和安全运行	706	4.1 充氢和排氢置换	721
4 汽轮发电机的热交换器	707	4.2 轴承和油密封装置的维护	721
		4.3 励磁回路绝缘电阻的检测与维护	721

4.4 集电环和电刷的维护	721	1 汽包锅炉给水控制系统	756
4.5 氢气冷却器的维护	722	1.1 给水控制系统的任务与调节手段	756
4.6 定子绕组冷却水供水管路的维护	722	1.2 给水控制系统的类型和整定方法	756
4.7 发电机组停机后维护	722	1.3 给水全程控制系统	757
5 发电机检修	722	2 汽包锅炉蒸汽温度自动控制系统	758
5.1 计划停机检修的周期	722	2.1 过热汽温自动控制系统	758
5.2 可能发生的故障和消除方法	722	2.2 再热汽温控制系统	760
5.3 检修技术规则	723	3 汽包锅炉燃烧自动控制系统	761
5.4 定子绕组水路找漏点的方法及要求	724	3.1 设计锅炉燃烧自动控制系统的目的	761
5.5 定子绕组水路的冲洗和反冲洗	724	3.2 燃料量控制系统	761
第 11 章 网机关系及协调	725	3.3 送风量控制系统	763
1 非正常运行工况设计 and 应用导则	725	3.4 引风量控制系统	763
1.1 失磁异步运行	725	第 3 章 汽轮机自动控制系统	765
1.2 失步运行	725	1 汽轮机控制系统	765
1.3 断水运行	725	1.1 汽轮机控制系统的组成	765
1.4 误并列	725	1.2 汽轮机调节系统的发展过程	765
1.5 定子过电流	725	1.3 汽轮机调节系统的基本原理	765
1.6 转子过电压	725	1.4 汽轮机调节系统的静特性	766
1.7 频率异常	725	1.5 汽轮机的运行方式与负荷分配	767
2 系统扰动后检查	726	1.6 静特性的平移与同步器	767
3 协调网机关系	726	1.7 对静特性曲线的要求	768
第 12 章 发电机故障诊断	728	2 电液调节系统	768
1 在线监测的配置原则	728	2.1 电液调节系统的原理	768
2 在线监测装置	728	2.2 电液调节系统中的基本部件	770
2.1 直读型在线监测装置	728	2.3 电液调节系统与机、炉协调控制	770
2.2 解读型在线监测装置	728	3 计算机数字式控制系统	771
3 故障诊断	729	3.1 数字式控制的基础	771
3.1 定子故障模式分析	729	3.2 汽轮机数字式电液控制系统 DEH	773
3.2 转子故障模式分析	732	3.3 典型的汽轮机数字式电液控制系统	
3.3 发电机辅助系统常见故障分析	734	DEH-ⅢA	775
4 提高可靠性对策	735	4 汽轮机自动启动 ATC	775
参考文献	736	4.1 ATC 的功能	775
第 6 篇 自动控制系统	737	4.2 应力计算与寿命管理	775
第 1 章 热工过程自动控制的理论基础	739	5 高压抗燃油 EH 液压系统	776
1 概述	739	6 危急遮断系统 ETS	776
1.1 电厂热工过程自动控制	739	6.1 危急遮断系统 ETS 的功能	776
1.2 热工过程自动控制系统	739	6.2 汽轮机超速保护	776
2 热工过程反馈控制系统	739	6.3 汽轮机轴向位移保护	777
2.1 热工过程反馈控制系统的特点	739	6.4 EH 油压低、轴承油压低、真空低保护	777
2.2 反馈控制系统的稳定性	742	6.5 其他保护功能	777
2.3 控制系统的性能指标	742	6.6 ETS 遮断逻辑	777
2.4 单回路反馈控制系统的整定	743	6.7 ETS 系统的主要信号	777
2.5 串级控制系统和前馈—反馈控制系统		6.8 高压抗燃油危急遮断系统	777
的整定原则	744	6.9 OPC 与 ETS	778
3 模糊控制系统	745	7 给水泵汽轮机数字式电液调节系统 MEH	778
3.1 模糊控制系统的产生	745	7.1 硬件结构	778
3.2 模糊数学基础	745	7.2 MEH 系统功能	778
3.3 模糊控制原理与设计	747	8 旁路阀门电液控制 (BPC)	779
3.4 模糊控制系统的结构	750	8.1 旁路控制系统的功能	779
4 神经网络控制	751	8.2 旁路控制系统及其组成	779
4.1 人工神经网络的原理与模型	751	8.3 BPC 控制系统的运行方式	779
4.2 神经网络的学习	753	8.4 BPC 控制系统的工作原理	779
4.3 神经网络概况	753	8.5 BPC 的保护与联锁	780
4.4 神经网络控制系统的结构	754	8.6 BPC 伺服执行机构	780
第 2 章 锅炉自动控制系统	756	9 汽轮机监测仪表系统 TSI	781
		9.1 TSI 的功能	781

9.2 TSI 的测量技术	781	1.2 功能组级控制	830
9.3 TSI 监测仪表简介	781	1.3 功能子组级控制	830
9.4 TSI 的可靠性	783	1.4 设备驱动级控制	831
10 DEH 系统测试与仿真试验	783	1.5 设备保护和闭锁	832
10.1 仿真器的作用与功能	783	1.6 SCS 操作画面	832
10.2 硬件仿真系统和软仿真系统	784	1.7 锅炉系统 SCS 功能子组	832
10.3 DEH 系统试验与测试	784	1.8 汽轮机系统 SCS 功能子组	832
11 DEH 系统的可靠性设计	786	1.9 典型逻辑说明	832
11.1 可靠性设计的基本要求	786	2 输煤控制系统	833
11.2 DEH 系统可靠性设计	786	2.1 典型工艺过程	833
11.3 隔离、屏蔽与接地	787	2.2 输煤顺序控制系统	834
11.4 DEH 软件的可靠性设计	787	3 吹灰程序控制系统	835
11.5 DEH 系统的实际可靠性设计	788	3.1 典型工艺过程	835
11.6 DEH 的可靠性评估	788	3.2 吹灰顺序控制系统	835
第 4 章 协调控制系统	790	4 除灰除渣控制系统	836
1 功能与任务	790	4.1 典型工艺过程	836
1.1 锅炉—汽轮机协调控制	790	4.2 除灰渣顺序控制系统	836
1.2 保障机组与控制系统运行的安全可靠	792	第 7 章 分散控制系统	838
1.3 提高机组运行的技术经济效益	794	1 概述	838
2 运行方式	794	2 I/A Series 智能自动化系统	838
2.1 CCS 系统的运行方式	794	2.1 系统构成	838
2.2 锅炉跟随与汽轮机跟随	795	2.2 I/A 硬件	839
2.3 协调控制	797	2.3 I/A 软件及组态	842
3 CCS 工程实例的设计思想	799	2.4 I/A 系统在太仓港环保电厂二期 2×300MW 工程的应用	843
3.1 以锅炉跟随为基础的协调控制	799	3 西屋公司的 Ovation 专家控制系统	844
3.2 以汽轮机跟随为基础的协调控制	802	3.1 系统构成	844
3.3 综合型协调控制	803	3.2 网络特点	844
3.4 DEB 协调控制	803	3.3 核心数据库	845
4 总体结构	805	3.4 控制器	845
4.1 系统容量	805	3.5 I/O 模块	846
4.2 基本硬件配置	806	3.6 人机界面	849
4.3 CCS 的总体结构	807	3.7 控制算法	850
4.4 CCS 在 BTG 盘上的监控管理	808	3.8 先进控制策略	850
5 主控系统	809	3.9 现场总线	851
5.1 机组指令处理回路	809	3.10 典型应用	851
5.2 机、炉主控系统	816	4 北京 ABB 公司 Industrial IT/Symphony 分散 控制系统	851
第 5 章 炉膛安全监控系统	822	4.1 Industrial IT/Symphony 系统的构成	851
1 炉膛安全监控系统功能	822	4.2 通信系统	851
2 锅炉燃烧设备简介	822	4.3 现场控制单元 (HCU)	852
2.1 电点火器	822	4.4 人系统接口 (PGP)	853
2.2 助燃燃料设备	822	4.5 系统的组态、维护工具 (COMPOSER)	854
2.3 制粉设备	823	4.6 华能河南沁北电厂 2×600MW 超临 界机组的应用	854
3 FSSS 系统的结构和工作原理	823	5 新华控制工程有限公司的 DCS 系统 (XDPS-400)	854
3.1 公用控制逻辑	823	5.1 XDPS-400 分散控制系统特点	854
3.2 燃油控制逻辑	824	5.2 XDPS-400 硬件	855
3.3 燃煤控制逻辑	826	5.3 XDPS-400 软件	856
4 FSSS 应用中的几个问题	827	5.4 XDPS-400 系统的典型应用	859
4.1 关于误动和拒动的原则	827	第 8 章 电站控制对象仿真与优化	861
4.2 防止锅炉爆燃的原则	827	1 仿真技术的工程应用与发展	861
4.3 FSSS 与其他各系统的信号交换原则	828	1.1 仿真技术的工程应用	861
4.4 关于延时点火	828	1.2 仿真技术的发展及其与优化工程的结合	861
4.5 关于点火能量	828	1.3 数学工具与工程平台	862
4.6 RUN BACK (RB)	828	2 电站控制对象仿真数学建模	863
第 6 章 顺序控制	830		
1 火电机组顺序控制系统	830		
1.1 单元机组的自启/停控制	830		

2.1 锅炉系统仿真模型	863	3 锅炉排污系统	890
2.2 汽轮机系统仿真模型	864	3.1 锅炉排污系统的作用和组成	890
2.3 电气系统仿真模型	865	3.2 排污率	891
2.4 控制系统仿真模型	865	3.3 排污水的回收和利用	891
3 电站运行仿真系统设计与应用	865	4 冷却水系统	891
3.1 分散式仿真机典型性设计	866	4.1 火电机组的冷却水量	891
3.2 机组运行培训基本内容	867	4.2 冷却水系统的类型	892
3.3 控制系统培训与故障诊断	869	4.3 空气凝汽器的冷却系统	892
3.4 用于工程分析与优化的高精度仿真 模型	870	4.4 辅助冷却水系统	892
4 电站运行优化系统设计与应用	870	4.5 冷却水加氯系统	892
4.1 电站运行优化的目标	870	5 辅助蒸汽系统	892
4.2 优化工程实施的一般原则	871	5.1 蒸汽来源	892
4.3 基于单元机组的运行优化系统设计	873	5.2 系统供汽范围	892
4.4 基于厂级的生产与优化信息管理系统 (SIS) 设计	876	5.3 蒸汽参数和合理利用	892
参考文献	878	6 热电厂的供热系统	893
第7篇 电站系统与辅机设备	879	6.1 系统类型和效率	893
第1章 火力发电厂概述	881	6.2 供热系统	893
1 火力发电厂定义	881	6.3 主要热化设备	893
2 火力发电厂的生产流程和主要设备	881	第4章 汽轮机旁路系统	895
3 火力发电厂的主要生产系统	881	1 汽轮机旁路系统的定义和历史	895
3.1 汽水系统	881	1.1 定义	895
3.2 燃烧系统	882	1.2 发展历史	895
3.3 电气系统	882	2 基本原理和功能	895
3.4 控制系统	882	2.1 基本原理	895
第2章 火力发电厂的热力系统	883	2.2 功能	895
1 热力系统的选定	883	3 系统选型	896
1.1 热力系统及其选择原则	883	3.1 常用类型	896
1.2 原则性热力系统	883	3.2 选型原则	896
1.3 全面性热力系统	886	4 系统容量	897
2 主蒸汽和再热蒸汽管道系统	886	4.1 定义	897
2.1 管道系统的功能	886	4.2 容量的确定	897
2.2 管道系统的种类	886	5 我国机组上采用的旁路系统	897
2.3 管道系统的设计	886	第5章 燃料输送系统	899
3 给水管路系统	887	1 固体燃料输送系统	899
3.1 母管制给水系统	887	1.1 火力发电厂用煤分类	899
3.2 单元制给水系统	887	1.2 输煤系统的设计原则	899
3.3 减温水系统	887	1.3 输煤系统的布置原则	899
4 给水回热系统	887	1.4 输煤系统的主要设备	900
4.1 给水回热系统的作用和级数	887	1.5 输煤系统示例	900
4.2 给水回热系统的布置	887	2 液体燃料输送系统	902
4.3 加热器的水侧旁路	888	2.1 厂外输送系统	902
4.4 加热器的排气	888	2.2 油的储存	902
5 给水除氧系统	888	2.3 厂内供油系统	902
5.1 除氧器在系统中的连接	888	2.4 输油系统示意图	903
5.2 除氧器滑压运行	889	3 气体燃料输送系统	903
第3章 火力发电厂的辅助汽水系统	890	3.1 气体燃料发电厂的特点	903
1 补给水系统	890	3.2 压力管道输送系统	903
1.1 系统的必要性	890	3.3 气体液化输送系统	903
1.2 系统种类	890	3.4 输气系统示例	904
1.3 补给水量和水质	890	第6章 煤粉制备系统	905
2 疏水系统	890	1 煤粉制备系统的分类和组成	905
2.1 疏水系统的作用和设置原则	890	1.1 分类	905
2.2 疏水量和疏水管道	890	1.2 组成	905
		2 单元制直吹式制粉系统	905
		2.1 直吹式负压制粉系统	905
		2.2 直吹式正压制粉系统	906

3 中间贮粉仓式制粉系统	907	7.1 烟气除尘系统	920
3.1 闭式系统	907	7.2 烟气脱硫系统	920
3.2 开式系统	907	7.3 烟气脱硝系统	921
4 半直吹式制粉系统	909	7.4 脱碳	921
4.1 特点	909	第9章 凝汽设备	922
4.2 主要设备及其布置方式	909	1 凝汽设备的功能	922
5 集中制煤粉制备系统	909	1.1 凝汽设备的组成	922
6 制粉系统的选择原则	909	1.2 凝汽器压力	922
6.1 一般规定	909	1.3 凝汽器的类型	922
6.2 磨煤机及制粉系统的选择	909	1.4 凝汽器的布置	922
7 制粉系统的爆炸及其防止	910	2 表面式凝汽器的结构形式	922
7.1 爆炸原因	910	3 表面式凝汽器的热力计算	923
7.2 爆炸压力	910	3.1 热力计算	923
7.3 防爆措施	910	3.2 阻力计算	924
第7章 烟、风道系统	911	4 凝汽器管束的设计	924
1 烟、风道的原则系统和布置	911	4.1 管束合理布置的原则	924
1.1 单风机送风系统	911	4.2 管子排列方式	924
1.2 热一次风机送风系统	911	4.3 空气冷却区	924
1.3 冷一次风机送风系统	911	5 凝汽器的结构设计	924
1.4 送风系统与空气预热器的匹配	912	5.1 壳体	924
1.5 冷风加热系统	912	5.2 热井	924
2 烟、风道的结构设计	912	5.3 喉部	924
2.1 烟、风道设计步骤	912	5.4 水室	925
2.2 壳体和框架	912	5.5 管板	925
2.3 刚性肋与内撑	912	5.6 中间隔板	925
2.4 支吊架	912	5.7 凝汽器的热膨胀补偿和支承	925
2.5 保温	913	5.8 旁路系统末级减温减压装置	925
3 烟、风道的膨胀	913	6 凝汽器的材料	925
3.1 膨胀与膨胀量	913	6.1 材料的选用	925
3.2 膨胀节	913	6.2 冷却管	926
4 风门	914	6.3 管板	926
4.1 风门选择原则	914	7 抽气设备	926
4.2 关闭挡板风门	914	7.1 抽气设备的种类	926
4.3 调节挡板风门	914	7.2 抽气设备容量的确定	926
4.4 隔绝风门	915	8 凝汽设备运行的一般知识	926
第8章 除灰渣和烟气净化系统	917	8.1 运行中的监督	926
1 火力发电厂灰渣量的计算	917	8.2 凝汽器的反冲洗	926
1.1 锅炉灰渣量的计算	917	9 多压凝汽器	926
1.2 锅炉炉底排渣量的计算	917	9.1 多压凝汽器的热力特性	926
1.3 锅炉飞灰量的计算	917	9.2 多压凝汽器的布置与结构	927
1.4 灰渣密度	917	10 空冷式凝汽设备	927
2 吹灰系统	917	第10章 给水加热器设备	928
2.1 管路系统	917	1 功能、分类与形式	928
2.2 控制系统	919	2 热力设计与计算	929
3 水力除灰渣系统	919	2.1 热平衡计算	929
3.1 灰渣沟输送系统	919	2.2 管侧流速	929
3.2 灰渣混除系统	919	2.3 纯凝结放热的加热器传热计算	930
3.3 灰渣分除系统	919	2.4 具有三段布置的加热器的传热计算	930
4 气力除灰系统	919	2.5 各种区段的搭配原则	930
4.1 空气斜槽除灰系统	919	3 阻力计算	930
4.2 负压除灰系统	919	4 给水加热器的结构	931
4.3 正压除灰系统	919	4.1 传热管	931
4.4 灰气比	920	4.2 管板	931
5 机械除灰渣系统	920	4.3 隔板	931
6 灰渣的综合利用	920	4.4 接管	932
7 烟气净化系统	920	5 保护系统	932

5.1 给水旁路系统	932
5.2 安全阀	932
6 给水加热器的运行	932
6.1 温度变化率	932
6.2 水位的热态调试	932
6.3 给水加热器对水质的要求	933
第 11 章 给水除氧设备	934
1 原理、分类、参数和设计要求	934
1.1 给水除氧的必要性	934
1.2 除氧设备的分类	934
1.3 除氧设备的特性参数	935
1.4 除氧器结构设计的基本要求	935
2 热力除氧器	936
2.1 除氧器的主要结构形式	936
2.2 除氧器主要元件的结构	938
3 除氧器的设计计算	938
3.1 热力计算	938
3.2 强度计算	939
3.3 除氧器的自生沸腾	939
4 除氧器的调整、运行、监督和停用保护	939
4.1 除氧器投入前的安全检查及调整	939
4.2 除氧器的运行	939
4.3 除氧器的检修	939
第 12 章 给水处理设备	941
1 水处理的作用	941
1.1 水在火电厂中的作用	941
1.2 火电厂用水净化处理的必要性	941
2 水质	941
2.1 天然水中的杂质及水质指标	941
2.2 我国天然水的水质特性	942
3 锅炉水汽质量标准	942
3.1 锅炉给水质量标准	942
3.2 锅炉蒸汽质量标准	942
4 锅炉给水的预处理	942
4.1 混凝澄清设备	942
4.2 过滤设备	943
5 水的预脱盐	944
5.1 水的软化及脱碱	944
5.2 反渗透装置	944
6 水的离子交换处理	945
6.1 离子交换软化设备	945
6.2 离子交换除盐设备	945
6.3 EDI 除盐设备	947
7 凝结水精处理	947
7.1 前置过滤设备	947
7.2 深度除盐设备	948
7.3 后置过滤设备	948
第 13 章 煤粉制备设备	949
1 磨煤机的选择	949
1.1 磨煤机台数和出力裕量的选择	949
1.2 磨煤机形式的选择	949
2 低速磨煤机(钢球磨煤机)	950
2.1 工作原理和特点	950
2.2 单进单出球磨机	950
2.3 双进双出球磨机	951
3 中速磨煤机	951

3.1 工作原理和特点	951
3.2 球与环式(E型)中速磨煤机	951
3.3 辊式(MPS型、MBF型)中速磨煤机	951
3.4 辊与斜盘式(BM型、RP型或RPS型、HP型、SM型)中速磨煤机	952
3.5 辊与平盘式(LM型)中速磨煤机	952
4 高速磨煤机	952
4.1 工作原理和特点	952
4.2 风扇式磨煤机	953
4.3 锤击式磨煤机	953
5 煤粉分离器	953
5.1 粗粉分离器	953
5.2 细粉分离器	954
6 给煤机	955
6.1 圆盘式给煤机	955
6.2 带式给煤机	955
6.3 带称重式给煤机	955
6.4 刮板式给煤机	955
6.5 电磁振动式给煤机	955
6.6 正压链板式给煤机	956
6.7 给煤机的选型原则	956
7 煤粉的供给与输送设备	956
7.1 给粉机	956
7.2 输粉机	956
第 14 章 吹灰、除尘、除灰	957
1 吹灰器	957
1.1 使用吹灰器的利弊和吹灰机理	957
1.2 电站锅炉常用的吹灰器	957
1.3 其他除灰装置	960
1.4 吹灰器的发展趋势	960
2 除尘器	960
2.1 机械式除尘器	960
2.2 洗涤式除尘器	961
2.3 过滤式除尘器	961
2.4 电气式除尘器	961
3 除灰渣设备	961
3.1 炉底除渣设备	961
3.2 碎渣设备	961
3.3 气力除灰渣设备	961
第 15 章 电站风机	963
1 电站风机基本知识	963
1.1 有关电站风机的名词术语	963
1.2 电站风机的无因次性能参数	963
1.3 电站风机的比转速	963
1.4 电站风机空气动力学图	964
1.5 电站风机性能的相似换算	964
2 电站风机的形式及分类	964
2.1 电站风机的形式	964
2.2 电站风机的分类	965
3 电站风机典型结构	965
3.1 电站离心式风机典型结构	965
3.2 电站轴流式风机典型结构	966
3.3 混流式风机的结构	966
4 电站风机的调节与性能曲线	967
4.1 电站风机的调节方式及比较	967
4.2 电站风机性能曲线	967

第 16 章 电站用泵	969	1 机组热力参数优化及其对热经济性的影响	990
1 给水泵	969	1.1 超临界参数的热力学概念	990
1.1 给水泵的结构	969	1.2 温度	990
1.2 锅炉给水泵选择原则	969	1.3 压力	991
1.3 给水泵的驱动方式	970	1.4 再热	991
1.4 前置泵	971	1.5 容量	991
1.5 给水泵的辅助系统	971	1.6 给水加热级数	992
1.6 给水泵的运行	971	1.7 汽轮机背压	992
2 凝结水泵	972	2 超超临界机组容量、参数与结构选择	992
2.1 凝结水泵选择原则	972	2.1 锅炉	992
2.2 凝结水泵的结构	972	2.2 汽轮机	993
2.3 凝结水升压泵	973	2.3 百万千瓦级汽轮发电机	995
3 循环水泵	973	2.4 超超临界机组参数与容量选择对机组 造价的影响	995
3.1 循环水泵的选择原则	973	第 3 章 超临界、超超临界机组材料	996
3.2 循环水泵的形式和布置	973	1 材料对火电机组发展的重要性	996
第 17 章 电站阀门	974	2 超临界、超超临界锅炉材料	996
1 阀门应用及分类	974	2.1 过热器和再热器	996
1.1 阀门在电站中的应用	974	2.2 水冷壁	997
1.2 阀门的分类	974	2.3 蒸汽管道和集箱	997
2 阀门主要性能参数	974	3 超临界、超超临界汽轮机材料	1000
2.1 公称通径	974	3.1 转子	1000
2.2 公称压力、工作压力和试验压力	974	3.2 汽缸与阀体	1001
2.3 非标准级阀门的公称压力和工作压力	975	3.3 高温叶片	1001
3 电站阀门材料	975	3.4 高温螺栓	1001
3.1 阀体和阀盖材料的选用	975	4 超临界、超超临界机组材料的发展	1002
3.2 阀杆材料的选用	975	4.1 铁素体耐热钢	1003
3.3 密封面材料的选用	975	4.2 奥氏体耐热钢	1005
3.4 紧固件材料的选用	975	4.3 Ni 基高温合金	1005
4 截断阀的种类和受力计算	976	第 4 章 超临界、超超临界锅炉	1008
4.1 截断阀的结构和特点	976	1 超临界、超超临界锅炉的技术特点	1008
4.2 密封面比压值的确定	976	1.1 水、汽变相点（水、汽集态变相点）附近 工质的物理变化特性	1008
4.3 必需密封力计算	977	1.2 锅炉水冷壁管圈形式	1008
4.4 阀杆力矩和总受力	977	1.3 锅炉布置形式与燃烧方式	1008
5 安全阀	977	2 600MW 超临界锅炉典型方案	1009
5.1 安全阀的分类	977	2.1 汽水参数与煤质特性	1009
5.2 各类安全阀的优缺点	977	2.2 锅炉主要性能数据	1010
5.3 安全阀的结构	978	2.3 总体布置特点	1010
5.4 安全阀的排量	978	2.4 水冷壁系统	1010
6 调节阀及减温减压阀	978	2.5 过热器	1012
6.1 调节阀流量特性	978	2.6 再热器	1012
6.2 调节阀种类	979	2.7 省煤器	1013
6.3 调节阀容量计算	979	2.8 燃烧系统	1013
6.4 减温减压阀	980	2.9 启动系统	1013
参考文献	981	3 1000MW 级超超临界锅炉典型方案	1014
第 8 篇 超临界、超超临界机组	983	3.1 1000MW II 型布置超超临界锅炉	1014
第 1 章 超临界、超超临界机组的发展现状与趋势	985	3.2 1000MW 塔式布置超超临界锅炉	1018
1 概述	985	第 5 章 超临界、超超临界汽轮机	1022
2 国内外超临界、超超临界机组的发展现状	985	1 超临界、超超临界汽轮机的发展历程与 发展趋势	1022
2.1 美国	986	1.1 超临界、超超临界汽轮机的经济性与 容量范围	1022
2.2 欧洲	986	1.2 超临界、超超临界汽轮机的发展过程	1022
2.3 日本	986	1.3 超临界、超超临界汽轮机的发展趋势	1022
2.4 俄罗斯	988	2 超临界、超超临界汽轮机的主要部件及	
2.5 中国	988		
3 超临界、超超临界机组的发展趋势	989		
第 2 章 超临界、超超临界机组的技术经济性能	990		

工艺特点	1023	1.3 循环流化床锅炉的特点	1070
2.1 超临界、超超临界汽轮机的热力系统	1023	1.4 循环流化床锅炉与其他炉型的比较	1071
2.2 超临界、超超临界汽轮机的主要结构特点	1023	1.5 循环流化床锅炉的优点	1072
2.3 超临界、超超临界汽轮机控制保护系统	1026	2 循环流化床技术的发展概况	1073
2.4 超临界、超超临界汽轮机辅助系统	1026	2.1 循环流化床技术的发展概况	1073
3 超临界、超超临界汽轮机的关键技术	1026	2.2 国际循环流化床锅炉技术发展概况	1074
3.1 防固体粒子侵蚀技术	1026	2.3 国内循环流化床锅炉发展概况	1077
3.2 冷却蒸汽结构	1029	第2章 循环流化床锅炉的流体动力特性	1080
3.3 轴系稳定性	1031	1 流化床及其流态化特性	1080
4 典型的超临界、超超临界汽轮机	1034	1.1 气固流态化	1080
4.1 典型的1000MW超超临界汽轮机	1034	1.2 各类气固流态化的过渡及相关特性	1080
4.2 典型的600MW超超临界汽轮机	1038	1.3 颗粒特性	1081
第6章 1000MW级汽轮发电机	1042	1.4 临界流化速度	1082
1 1000MW汽轮发电机的技术参数及结构特点	1042	1.5 颗粒终端流化速度	1083
1.1 主要技术数据	1042	1.6 空隙率和颗粒浓度	1083
1.2 发电机冷却方式	1042	1.7 流化床的阻力特性	1083
1.3 结构简介	1042	2 鼓泡流化床的气固两相流动特性	1084
1.4 端盖、轴承、油密封	1044	3 循环流化床气固两相流体动力特性	1084
1.5 发电机温度在线监测元件	1044	3.1 循环流化床回路压力平衡	1084
2 1000MW发电机励磁系统	1045	3.2 密相区的流体动力特性	1085
2.1 无刷励磁方式	1045	3.3 稀相区的流体动力特性	1085
2.2 静态励磁方式	1045	3.4 循环流化床稀相区颗粒浓度分布模型	1086
3 1000MW级发电机氢油水系统介绍	1046	4 循环流化床内颗粒与气体混合	1087
4 1000MW汽轮发电机的运行	1046	4.1 气体的扩散	1087
4.1 发电机在启动过程中的注意点和相应措施	1046	4.2 固体颗粒的混合	1087
4.2 1000MW发电机启停	1048	4.3 循环流化床下部的颗粒加速区	1088
第7章 超临界、超超临界机组的运行	1051	4.4 循环流化床稀相区中絮状物/颗粒团的形成与转化	1088
1 超临界、超超临界机组运行的特点	1051	第3章 循环流化床锅炉中的传热和传质	1090
1.1 超临界及超超临界锅炉运行特性	1051	1 流化床内的传热与传质过程	1090
1.2 高蒸汽参数对汽轮机运行特性的影响	1052	1.1 循环流化床传热机理	1090
2 超临界、超超临界机组启动和停机	1052	1.2 影响循环流化床传热的主要因素	1090
2.1 超临界、超超临界锅炉启动特点	1052	2 循环流化床受热面传热计算	1091
2.2 启动系统	1052	2.1 密相区受热面的传热计算	1091
2.3 机组旁路系统	1055	2.2 稀相区的传热计算	1092
2.4 机组启动和停机特性	1057	3 大型循环流化床锅炉炉膛传热	1093
2.5 典型的超临界、超超临界机组的启动和停机特性	1057	3.1 炉膛传热	1094
3 超临界、超超临界机组运行可靠性和经济性	1058	3.2 大型循环流化床锅炉炉膛传热系数测试结果	1094
3.1 超临界、超超临界机组运行可靠性	1058	3.3 炉膛内部悬挂受热面的传热	1095
3.2 超临界、超超临界机组运行经济性	1061	3.4 大型循环流化床锅炉传热系数计算的公式	1095
4 超临界与超超临界机组的汽水品质	1062	4 大型循环流化床锅炉其他受热面的传热	1095
4.1 超临界与超超临界机组水汽特点	1062	4.1 分离器中受热面的传热	1095
4.2 超临界与超超临界火电机组水汽质量标准	1063	4.2 外置式换热器的传热	1096
4.3 超临界与超超临界机组的化学监督	1064	4.3 循环流化床锅炉尾部受热面传热	1096
4.4 超临界与超超临界机组的停用保护	1064	5 流化床内颗粒的传质与传热	1096
参考文献	1066	5.1 影响流化床内颗粒传热及其影响因素	1096
第9篇 大型循环流化床锅炉	1067	5.2 流化床内颗粒传热的准则方程	1096
第1章 循环流化床锅炉的原理及特点	1069	5.3 流化床内颗粒与气流的传质	1096
1 循环流化床锅炉的原理及特点	1069	第4章 燃料在循环流化床锅炉内的燃烧过程	1098
1.1 循环流化床的工作原理	1069	1 煤粒在循环流化床内的燃烧过程	1098
1.2 流化床燃烧设备的主要类型	1070	1.1 煤粒的干燥和加热	1098
		1.2 挥发分的析出、燃烧以及颗粒一次破碎	1098
		1.3 焦炭的着火和燃尽	1099
		1.4 焦炭颗粒燃烧过程的破碎及磨损	1099

2 循环流化床燃烧过程特性	1100	2.4 停炉	1116
2.1 炉膛燃料燃烧及其燃烧份额分布	1100	2.5 水位	1116
2.2 炉内烟气成分分布	1101	2.6 暖炉和膨胀	1116
3 燃料特性对循环流化床燃烧的影响	1102	2.7 空气预热器	1116
3.1 挥发分	1102	2.8 吹灰	1116
3.2 灰分含量	1103	2.9 汽温调节	1116
3.3 燃料颗粒粒径	1103	2.10 过热器和再热器	1116
3.4 水分对流化床燃烧的影响	1104	3 循环流化床锅炉的点火与启动	1116
3.5 硫含量	1104	3.1 启动条件	1116
4 运行参数对循环流化床燃烧的影响	1104	3.2 启动前的检查	1117
4.1 分离器分离效率	1104	3.3 锅炉上水	1117
4.2 布风装置和流化装置	1104	3.4 床料	1117
4.3 给煤方式及二次风的配置	1104	3.5 蒸汽加热	1117
4.4 床温	1104	3.6 启动前的检查及清扫	1117
4.5 运行水平	1105	3.7 冷态启动	1117
第5章 循环流化床锅炉内脱硫脱硝机理及排放控制	1106	4 循环流化床锅炉的正常运行	1119
1 流化床煤燃烧过程中 SO_2 析出的动态特性	1106	4.1 锅炉运行中检查工作	1119
2 循环流化床炉内脱硫反应过程	1106	4.2 运行要求	1119
2.1 脱硫剂及其选择	1106	4.3 燃烧优化调整	1119
2.2 流化床燃烧过程中石灰石脱硫剂的脱硫机理	1107	4.4 锅炉的运行调节	1120
3 影响循环流化床锅炉脱硫效率的因素分析	1108	4.5 运行中的维护	1121
3.1 Ca/S 摩尔比的影响	1108	5 循环流化床锅炉的停炉及压火	1121
3.2 床温的影响	1108	5.1 正常停炉	1121
3.3 粒度的影响	1108	5.2 压火热备用	1122
3.4 氧浓度及分段燃烧的影响	1109	5.3 停炉后的冷却	1122
3.5 SO_2 在炉膛停留时间以及床内风速的影响	1109	5.4 紧急停炉	1122
3.6 循环物料量的影响	1109	5.5 停炉的快速冷却	1122
3.7 负荷变化的影响	1110	6 主要辅助设备运行	1122
3.8 其他因素对脱硫的影响	1110	6.1 转动机械	1122
4 循环流化床强化脱硫措施	1110	6.2 风机	1122
4.1 炉内脱硫与尾部脱硫组合强化脱硫技术	1110	6.3 碎煤机	1122
4.2 灰/渣活化后炉内再利用	1110	6.4 给煤系统	1123
4.3 飞灰回燃提高钙利用率	1111	6.5 燃油系统	1123
4.4 飞灰制团技术提高钙利用率	1111	6.6 石灰石系统	1123
4.5 石灰石改性提高活性	1111	6.7 床料补给系统	1123
5 煤燃烧过程中 NO_x 的形成机理及排放的特性	1111	6.8 冷渣系统	1123
5.1 流化床燃烧过程中氮氧化物生成特性	1111	7 事故处理	1124
5.2 循环流化床锅炉内氮氧化物的控制及其影响因素	1112	7.1 事故及故障处理原则	1124
6 流化床燃烧过程中影响其他污染物排放的因素	1113	7.2 事故(紧急)停炉	1124
第6章 循环流化床锅炉的启停、运行和控制	1114	7.3 故障(请示)停炉	1125
1 循环流化床锅炉启动前的准备工作	1114	7.4 锅炉水位事故	1125
1.1 锅炉启动调试	1114	7.5 锅炉受热面管损坏	1125
1.2 水压试验程序	1114	7.6 汽水管道的损坏	1125
1.3 烘炉	1114	7.7 过热蒸汽、再热蒸汽温度过高	1125
1.4 锅炉冷态空气动力场试验	1115	7.8 主蒸汽、再热蒸汽温度过低	1126
1.5 其他程序	1115	7.9 主蒸汽、再热蒸汽压力高	1126
2 锅炉运行操作的一般原则	1115	7.10 主蒸汽、再热蒸汽压力低	1126
2.1 总则	1115	7.11 床温过高或过低	1126
2.2 充水与排气	1115	7.12 床压过高或过低	1127
2.3 启动	1116	7.13 床面结焦	1127
		7.14 回料阀堵塞	1127
		8 锅炉运行控制	1127
		8.1 锅炉调节控制系统的基本技术要求	1127
		8.2 锅炉主控(MCS)	1127
		8.3 锅炉炉膛安全监控系统(FSSS)	1128
		第7章 循环流化床锅炉的总体布置	1129

1 循环流化床锅炉的炉型	1129	4.1 立管设计	1158
1.1 循环流化床锅炉的炉型分类	1129	4.2 L 阀的设计	1159
1.2 典型 100MW 级高压非再热 CFB 锅炉	1130	4.3 流动密封阀的设计	1160
1.3 典型 135MW 级 CFB 锅炉	1132	5 外置式换热器	1161
1.4 典型 200MW 级 CFB 锅炉	1135	5.1 布置外置式换热器的优点	1161
1.5 典型 300MW 级 CFB 锅炉	1136	5.2 外置式换热器设计原则	1161
2 主要热力参数	1137	第 10 章 循环流化床锅炉的其他关键部件	1164
2.1 燃料特性的影响	1137	1 布风装置	1164
2.2 颗粒粒径的确定	1137	1.1 布风板设计要求	1164
2.3 脱硫剂粒径及 Ca/S 摩尔比	1138	1.2 布风板形式及结构	1164
2.4 物料平衡	1138	1.3 风室	1167
2.5 热量平衡及能量分配	1139	1.4 二次风	1167
2.6 流化风速及热负荷的选择	1139	2 给料装置	1167
2.7 床温的选择及控制	1140	2.1 给煤设备	1167
2.8 循环倍率及分离器效率的确定	1140	2.2 石灰石输送系统	1169
2.9 其他热力参数的确定	1140	2.3 煤泥输送系统	1169
3 炉膛的结构	1141	2.4 飞灰回送系统	1170
3.1 炉膛的结构参数	1141	3 点火装置	1170
3.2 循环流化床内的燃烧份额分布	1142	3.1 启动系统	1170
3.3 添加脱硫剂对设计的影响	1143	3.2 启动系统主要设备	1170
3.4 水循环	1143	4 高温灰渣冷却装置	1171
3.5 蒸汽参数对受热面布置的影响	1143	4.1 冷渣器的功能及分类	1171
3.6 一二次风配比及二次风的位置	1143	4.2 冷渣器形式	1171
3.7 炉膛的设计步骤	1143	第 11 章 循环流化床锅炉金属件和耐火材料的	
4 过热器和尾部受热面	1144	磨损及预防	1175
4.1 尾部受热面的热量平衡	1144	1 影响循环流化床锅炉受热面磨蚀的主要	
4.2 过热器和再热器的设计	1144	因素	1175
4.3 省煤器及空气预热器的设计	1144	1.1 影响锅炉受热面磨蚀的关系式	1175
第 8 章 循环流化床锅炉的气固分离设备	1145	1.2 床料温度对受热面磨损的影响	1175
1 循环流化床锅炉气固分离装置的作用及形式	1145	1.3 床料硬度对金属受热面的磨损	1175
1.1 循环流化床锅炉气固分离装置的作用	1145	1.4 受热面材料硬度对磨损的影响	1176
1.2 循环流化床锅炉气固分离装置的要求	1145	1.5 管束结构和布置间距对磨损的影响	1176
1.3 分离器效率对循环流化床锅炉运行的		2 循环流化床锅炉金属受热面的磨损机理	1176
影响	1145	2.1 冲击磨损	1176
1.4 循环流化床锅炉气固分离装置的形式	1145	2.2 切削磨损	1176
2 高温旋风分离器	1146	2.3 接触疲劳磨损	1176
2.1 高温旋风分离器的主要形式及尺寸	1146	2.4 综合磨损	1176
2.2 高温旋风分离器的结构及特性尺寸	1147	3 循环流化床锅炉防磨用非金属材料	1176
2.3 影响高温旋风分离器特性的有关因素	1149	3.1 我国循环流化床锅炉用耐火材料的现状和	
2.4 高温旋风分离器分离机理	1151	存在的问题	1176
2.5 旋风分离器的设计和耐火材料的铺砌	1153	3.2 对现存问题的分析和讨论	1178
3 其他形式的旋风分离器	1155	3.3 针对循环流化床锅炉用耐火材料	
3.1 下排气式的旋风分离器	1155	现存问题的对策	1180
3.2 卧式高温旋风分离器	1155	4 循环流化床锅炉主要磨损部位及防磨措施	1181
3.3 方形高温旋风分离器	1155	4.1 主要磨损部位	1181
第 9 章 固体物料回送装置	1156	4.2 各部位磨损机理	1181
1 固体物料回送装置作用及设计要求	1156	4.3 防磨措施	1181
1.1 作用	1156	第 12 章 循环流化床锅炉的发展前景	1183
1.2 设计要求	1156	1 循环流化床锅炉的发展趋势	1183
2 固体物料回送装置工作原理	1156	1.1 循环物料的分离	1183
2.1 可控阀	1156	1.2 循环床内固体颗粒的浓度选取	1183
2.2 通流阀	1157	1.3 炉内受热面布置和温度控制	1183
3 固体物料回送装置的形式与结构	1158	1.4 运行风速(或截面热负荷)的确定	1183
3.1 集中供风的流动密封阀	1158	1.5 循环流化床锅炉部件的磨损	1183
3.2 分散供风的流动密封阀	1158	2 循环流化床锅炉的大型化	1183
4 固体物料回送装置的设计方法	1158	2.1 大型化、超临界是循环流化床锅炉的	

发展方向	1183	2.1 通流结构的变化	1210
2.2 超临界循环流化床锅炉的设计示例	1184	2.2 末级动叶片	1210
3 循环流化床锅炉污染物的深度控制	1185	2.3 低压缸结构	1210
3.1 深度脱硫	1185	2.4 低压轴承和低压汽封	1210
3.2 深度脱硝	1186	2.5 喷水系统	1210
4 以循环流化床为核心的多联产技术	1186	2.6 低压排汽结构	1211
4.1 以循环流化床燃烧技术为核心的多 联产技术	1187	3 空冷机组汽轮机的设计要点	1212
4.2 以煤热解气化为基础的热电气多联 产技术	1187	3.1 空冷机组汽轮机设计条件分析	1212
4.3 以煤部分气化为基础的热电气多联 产技术	1188	3.2 空冷机组汽轮机末端排汽参数的确定	1212
参考文献	1190	3.3 空冷机组汽轮机的典型设计工况	1213
第 10 篇 大型空冷式汽轮机组	1193	3.4 回热系统的优化	1213
第 1 章 概述	1195	3.5 空冷机组汽轮机与锅炉、发电机的 匹配	1213
1 空冷式汽轮机组的发展与应用	1195	3.6 典型 300MW 级和 600MW 级空冷机 组汽轮机的参数	1214
1.1 空冷式汽轮机组的发展历程	1195	4 背压设计及背压保护	1214
1.2 空冷式汽轮机组的应用	1195	4.1 空冷机组汽轮机背压设计	1214
2 我国空冷式汽轮机组的现状	1196	4.2 空冷机组汽轮机背压监视与保护	1215
3 我国空冷式汽轮机组的发展前景	1197	第 4 章 空冷机组汽轮机结构设计	1218
第 2 章 空冷式汽轮机组冷却系统的技术特点	1198	1 空冷机组汽轮机末级叶片设计	1218
1 空冷式汽轮机组冷却系统的分类	1198	1.1 末级叶片设计内容及特点	1218
1.1 空冷式汽轮机组的冷却系统	1198	1.2 专用末级叶片热力和气动设计	1218
1.2 空冷式汽轮机组铭牌功率	1198	1.3 末级叶片强度和振动设计	1220
1.3 空冷式汽轮机组的设计背压和初始 温差 ITD 值	1198	1.4 典型空冷机组汽轮机末级叶片	1222
2 直接空气冷却系统	1199	2 空冷机组汽轮机低压排汽缸设计	1222
2.1 直接空冷凝汽器系统	1199	2.1 排汽缸几何尺寸设计	1222
2.2 风速选择和风机噪声的影响	1200	2.2 排汽缸气动试验	1224
2.3 大风及其对热回流的影响	1201	2.3 排汽缸强度与刚度设计	1224
2.4 空冷器的清洗系统	1201	2.4 低压缸模型刚度试验	1225
2.5 直接空冷系统的其他特点	1201	3 空冷机组汽轮机的轴系设计	1226
3 带混合式凝汽器的间接空冷系统	1202	3.1 轴系振动的设计判据	1226
3.1 混合式凝汽器	1202	3.2 落地式轴承座	1226
3.2 冷却系统和自然通风冷却塔	1202	3.3 轴系动特性计算实例	1227
3.3 预热/尖峰冷却器及其发展	1203	第 5 章 直接空冷系统和间接空冷系统的 结构设计	1229
4 带表面式凝汽器的间接空冷系统	1204	1 空冷系统换热元件	1229
4.1 带表面式凝汽器的间接空冷系统及其 特点	1204	1.1 直接空冷系统换热元件的类型与特性	1229
4.2 南非肯塔尔电厂 600MW 机组间接 空冷系统	1205	1.2 间接空冷系统换热元件的类型与特性	1230
4.3 南非肯塔尔电厂 600MW 间接空冷 机组试验结果	1205	2 直接空冷凝汽器的结构	1230
4.4 我国带表面式凝汽器的间接空冷 系统的新进展	1206	2.1 排汽管道系统	1231
5 直接空冷系统和间接空冷系统的 比较	1206	2.2 空冷凝汽器系统	1231
5.1 空冷系统的冷端优化	1206	2.3 空气供给系统	1232
5.2 南非肯塔尔电厂和山西阳城电厂 的比较	1207	2.4 支撑钢平台系统	1233
5.3 直接空冷机组和间接空冷机组的 比较	1208	2.5 凝结水系统	1234
第 3 章 空冷机组汽轮机的技术特点	1210	2.6 抽真空系统	1234
1 空冷机组汽轮机及其特点	1210	2.7 清洗系统	1235
2 空冷机组汽轮机的结构特点	1210	2.8 风对空冷系统布置的影响	1235
		2.9 直接空冷系统热力计算	1235
		3 带混合式凝汽器的间接空冷系统结构	1236
		3.1 喷射式凝汽器	1237
		3.2 空冷塔	1237
		3.3 空冷散热器	1237
		3.4 百叶窗	1238
		3.5 支撑钢结构	1238
		3.6 塔内附属设备	1238
		3.7 热力计算和空气动力计算	1239

4 带表面式凝汽器的间接空冷系统结构	1240	3 热电联产有关规定	1269
4.1 表面式凝汽器	1240	3.1 热电联产规划	1269
4.2 空冷塔	1240	3.2 各类热电联产机组应符合的指标	1269
4.3 空冷散热器	1241	3.3 节约能源	1269
4.4 百叶窗	1241	3.4 积极支持发展燃气—蒸汽联合循环热 电联产	1270
4.5 支撑钢结构	1242	第2章 热电联产汽轮机的设计	1271
4.6 空冷塔附属设备	1242	1 热电联产汽轮机的参数与容量	1271
第6章 汽轮机与空冷系统的运行控制和维护	1243	2 热电联产汽轮机的热力系统	1272
1 机械通风直接空冷系统的运行控制和维护	1243	2.1 供热系统	1272
1.1 机械通风直接空冷系统	1243	2.2 回热系统	1274
1.2 直接空冷系统启动	1243	2.3 通流部分	1276
1.3 直接空冷系统的运行与维护	1243	2.4 调节系统	1279
1.4 直接空冷系统停运	1245	第3章 热电联产汽轮机结构	1282
1.5 直接空冷系统的故障及处理	1246	1 抽汽凝汽式汽轮机及抽汽调节阀	1282
1.6 直接空冷系统的安全可靠性和经济性	1247	1.1 300MW 单抽凝汽式汽轮机	1282
1.7 直接空冷系统试验	1247	1.2 100MW 等级抽汽凝汽式汽轮机	1282
2 带混合式凝汽器的间接空冷系统的运行控制 和维护	1248	1.3 50MW 等级抽汽凝汽式汽轮机	1284
2.1 带混合式凝汽器的间接空冷系统	1248	1.4 其他类型机组	1285
2.2 带混合式凝汽器的间接空冷系统的启动	1248	2 背压式汽轮机	1285
2.3 带混合式凝汽器的间接空冷系统的运行	1249	3 抽汽背压式汽轮机	1286
2.4 带混合式凝汽器的间接空冷系统停运	1251	第4章 热电联产汽轮机的运行	1287
2.5 带混合式凝汽器的间接空冷系统的故障 及事故处理	1252	1 机组启动	1287
2.6 带混合式凝汽器的间接空冷系统的安全 可靠性和经济性	1253	1.1 启动前的准备工作	1287
2.7 带混合式凝汽器的间接空冷系统试验	1254	1.2 暖管与启用辅助设备	1287
3 带表面式凝汽器的间接空冷系统的运行 控制和维护	1254	1.3 冲转、升速和全速后的调速系统试验	1287
3.1 带表面式凝汽器的间接空冷设备系统 (以大唐太原第二热电厂为例)	1254	1.4 并列与带负荷	1288
3.2 带表面式凝汽器的间接空冷系统的 启动运行	1255	1.5 热态启动	1288
3.3 带表面式凝汽器的间接空冷系统的 运行控制	1256	2 汽轮机的停止运行	1288
3.4 带表面式凝汽器的间接空冷系统的 停运	1257	2.1 停机前的准备工作	1288
3.5 带表面式凝汽器的间接空冷系统的 故障处理	1257	2.2 减负荷	1288
3.6 空冷机组运行安全性分析	1257	2.3 停机	1288
3.7 空冷机组运行经济性分析	1258	3 投热负荷操作(以 0.981MPa 抽汽为例)	1289
3.8 空冷系统热力特性试验 (以大唐太原第二热电厂 7 号机组为例)	1259	3.1 调压器投入操作	1289
参考文献	1261	3.2 调压器切除操作	1289
第11篇 热电联产机组	1263	4 安全保护	1289
第1章 概述	1265	4.1 热电联产机组安全性要求	1289
1 热电联产的历史与现状	1265	4.2 热工信号	1289
1.1 热电联产的发展历史	1265	第5章 汽轮机的工况图	1290
1.2 热电联产的现状	1265	1 背压汽轮机的工况图	1290
2 热电机组的特点、分类和选型	1265	2 单抽汽式汽轮机的工况图	1290
2.1 热电联产的总体特点	1265	3 双抽汽式汽轮机的工况图	1291
2.2 热电机组的分类	1266	第6章 分布式发电冷热电联产	1293
2.3 热电机组的选型	1266	1 分布式发电	1293
2.4 热电联产集中供热方式和机型	1267	1.1 分布式发电的基本概念	1293
2.5 热电联产的节能分析	1268	1.2 分布式发电的主要特征	1293
		1.3 分布式发电的国内外发展状况	1293
		1.4 分布式发电的主要设备	1294
		2 系统的选择和设备配置	1295
		2.1 系统的选择和设备配置的原则	1295
		2.2 系统选择	1295
		2.3 主要设备的配置	1296
		3 技术经济评价	1297
		3.1 经济效益	1297
		3.2 节能率	1297
		4 冷热电联供能源站的选址和布置	1297

4.1 冷热电联供能源站的选址	1297	6 多级轴流压气机的设计方法和主要参数	1325
4.2 冷热电联供能源站的布置	1297	6.1 通流部分的形式	1325
5 发展趋势	1297	6.2 多级压气机的级间相互影响	1325
参考文献	1299	6.3 主要参数的选择	1326
第12篇 燃气轮机及联合循环机组	1301	6.4 压气机的模化设计	1327
第1章 概述	1303	7 轴流压气机的工况特性和调试	1328
1 燃气轮机的工作原理及特点	1303	7.1 多级轴流压气机特性	1328
2 燃气轮机的发展与应用	1303	7.2 压气机的堵塞和不稳定工况	1329
3 燃气—蒸汽联合循环的应用与发展	1304	7.3 改善多级轴流压气机特性的措施	1330
第2章 燃气轮机的热力循环分析	1306	7.4 多级轴流压气机的性能试验	1330
1 基本分类	1306	7.5 多级轴流压气机的变工况性能计算	1330
2 性能指标	1306	7.6 轴流压气机的气动设计目标与设计系统	1330
2.1 热力参数	1306	第4章 燃烧室	1332
2.2 性能参数	1306	1 燃烧室总体介绍	1332
3 理想简单循环的热力性能	1306	1.1 燃烧室的主要类型	1332
3.1 比功	1307	1.2 燃烧室的主要技术指标	1333
3.2 热效率	1307	2 燃气轮机燃料	1333
3.3 有用功系数	1308	2.1 气体燃料	1333
4 理想复杂循环的热力性能	1308	2.2 液体燃料	1335
4.1 回热循环	1308	3 燃烧室的结构和工作过程	1336
4.2 间冷和再热循环	1308	3.1 燃烧室结构	1336
5 理想循环与实际循环的差距	1310	3.2 扩压器	1338
5.1 压气机和透平效率	1310	3.3 燃烧器	1338
5.2 压损 Δp	1311	3.4 燃烧过程的组织	1340
5.3 燃烧效率	1312	3.5 点火技术	1343
5.4 工质的流量变化	1312	3.6 冷却技术	1344
5.5 工质的热力性质	1313	3.7 振荡燃烧	1346
5.6 回热度和间冷度	1313	4 低污染燃烧技术	1346
5.7 机械损失	1313	4.1 污染物生成机理	1347
6 实际循环的热力性能	1313	4.2 稀相预混燃烧 (LPC)	1347
6.1 实际简单循环	1313	4.3 浓相/淬熄/稀相燃烧 (RQL)	1348
6.2 实际回热循环	1314	4.4 稀相预混预蒸发燃烧 (LPP)	1348
6.3 复杂循环	1314	4.5 催化燃烧	1348
7 热力循环的计算方法	1315	5 燃烧室的设计、计算与试验	1349
第3章 轴流压气机	1318	5.1 燃烧室的设计	1349
1 轴流压气机的总体介绍	1318	5.2 燃烧室的计算和模化	1349
2 压气机级的工作原理	1318	5.3 燃烧室的试验	1351
2.1 基元级的概念	1318	6 几种典型的燃气轮机燃烧室	1352
2.2 基元级的气流速度三角形	1319	6.1 美国通用电器公司 (GE) 燃烧室	1352
2.3 外界通过工作叶轮对气体施加的理论功	1319	6.2 日本三菱 M701F 燃气轮机燃烧室	1353
2.4 基元级压缩过程的焓熵图	1319	6.3 德国西门子公司燃烧室	1353
2.5 基元级的效率	1320	6.4 阿尔斯通 (Alstom) 公司的 DLN 燃烧器	1354
2.6 基元级的特性参数	1320	第5章 燃气透平	1356
3 压气机叶栅的几何参数	1320	1 燃气透平的特性	1356
3.1 叶型几何参数	1321	1.1 燃气透平的基本结构示意图	1356
3.2 叶栅几何参数	1321	1.2 燃气透平的特性曲线	1356
3.3 叶栅气动参数	1322	2 燃气透平的气动热力设计	1356
3.4 各种叶型的性能	1322	2.1 燃气透平的气动热力设计方法	1356
4 轴流压气机的简化三元流动设计	1322	2.2 燃气透平叶栅的几何参数与热力设计	1357
4.1 叶片扭转规律	1322	3 燃气透平叶片的冷却	1357
4.2 准三元流理论—— S_1 和 S_2 流面理论	1324	3.1 叶片冷却关键技术和基本原理	1357
5 压气机级中的能量损失	1324	3.2 叶片内部带肋通道的强化传热冷却	1359
5.1 叶型损失	1324	3.3 燃气透平叶片内部射流冲击冷却与绕流柱强化传热冷却	1360
5.2 环端损失	1324	3.4 燃气透平叶片气膜冷却	1362
5.3 二次流损失	1324		

3.5 叶片复合冷却及新型冷却技术	1367	举例	1396
3.6 燃气透平叶片冷却的测试方法	1367	4.1 我国机车燃气轮机的初步设计	1396
4 透平叶片温度场计算和强度计算	1368	4.2 GE 公司发展 H 型机组的设计过程	1397
4.1 叶片温度场计算的基本理论	1368	第 8 章 燃气轮机装置	1398
4.2 透平叶片热弹塑性和蠕变分析	1369	1 总体布置	1398
4.3 叶片强度分析的大型通用软件简介	1370	2 燃气轮机辅助系统	1399
4.4 热流固多场耦合分析展望	1370	2.1 总体概况	1399
第 6 章 燃气轮机主要部件的结构与材料	1371	2.2 辅机传动系统	1399
1 燃气轮机的结构	1371	2.3 启动系统	1399
1.1 对结构的要求	1371	2.4 盘车系统	1401
1.2 结构类型	1371	2.5 燃料系统	1401
2 压气机	1373	2.6 雾化空气系统	1403
2.1 静子—气缸的功能和结构特点	1373	2.7 注水/注汽系统	1404
2.2 静叶—叶根、叶冠、进口可调导叶结构	1374	2.8 水洗系统	1404
2.3 转子—拉杆/焊接转子、装配、传扭方式	1375	2.9 进气过滤系统	1404
2.4 动叶—叶根、叶冠结构	1376	2.10 消声与隔声	1406
2.5 气封	1377	2.11 进气系统与排气系统	1407
2.6 材料与涂层—选材原则、主要材料、特 殊工艺	1377	2.12 冷却和密封空气系统	1408
3 透平	1378	2.13 冷却水系统	1409
3.1 静子—气缸的功能和结构特点	1378	2.14 液压油系统	1409
3.2 静叶—成组、叶根、叶冠结构	1379	第 9 章 燃气轮机的变工况性能	1410
3.3 转子—拉杆/焊接转子、装配、传递扭 矩方式	1379	1 燃气轮机变工况概念	1410
3.4 动叶—叶根、叶冠结构	1380	1.1 燃气轮机变工况影响因素	1410
3.5 气封—气封的形式、功能	1382	1.2 研究燃气轮机变工况的目的	1410
3.6 材料与涂层—选材原则、主要材料、 特殊工艺	1383	1.3 燃气轮机变工况性能的计算与分析方法	1410
4 压气机—透平整体转子与支承	1384	2 燃气轮机变工况的计算原则	1410
4.1 压气机与透平转子的连接及与外部的 连接	1384	2.1 燃气轮机的平衡方程	1410
4.2 转子支承—两支点与三支点轴系	1385	2.2 压气机性能曲线的计算机处理	1411
4.3 机组的支承与固定	1386	2.3 透平冷却空气的处理——等效流量与等 效温度	1411
5 轴承与轴承座	1387	2.4 各类用户的负荷特性	1412
5.1 径向轴承	1387	2.5 燃气轮机变工况计算方法	1412
5.2 推力轴承	1387	2.6 压气机与透平的共同工作点确定	1413
5.3 联合轴承	1388	3 单轴燃气轮机的变工况	1414
5.4 轴承座	1388	3.1 单轴机组的性能曲线网	1414
5.5 轴承密封与冷却	1389	3.2 单轴机组的运行范围	1415
5.6 轴承形式与轴承座材料	1389	3.3 单轴机组的变工况分析	1415
6 气缸窥镜检查系统	1390	3.4 单轴机组变工况计算流程	1416
6.1 窥镜检查原理、检查点的布置原则	1390	3.5 压气机和透平不匹配时运行点的变动 和对策	1416
6.2 窥镜	1390	4 分轴燃气轮机的变工况	1417
6.3 窥孔	1390	4.1 变工况时串联透平压比再分配的规律	1417
第 7 章 燃气轮机的总体设计	1392	4.2 分轴机组的性能曲线网	1417
1 燃气轮机循环热平衡工程设计概念	1392	4.3 分轴机组的运行范围	1417
1.1 热平衡计算中冷却空气量的分级 计算法	1392	4.4 分轴机组的变工况分析	1418
1.2 热平衡计算中冷却空气量的当量 计算法	1392	4.5 可调静叶动力透平	1418
2 燃气轮机的三段设计及两段设计	1394	5 大气参数对燃气轮机变工况的影响	1419
3 总体设计的主要内容与工作方法	1394	5.1 气候与海拔对机组工况的影响	1419
3.1 总体设计与部件设计的统一	1394	5.2 燃气轮机的相似工况	1419
3.2 热力设计与结构设计的统一	1394	5.3 相似工况的应用	1420
3.3 初步设计应考虑的主要问题	1394	5.4 大气参数变化时的性能	1421
4 新机组设计中初步设计阶段科研安排的		6 压气机可调静叶对燃气轮机变工况的影响	1421
		6.1 压气机可调静叶的原理	1421
		6.2 可调进口导叶 (VIGV)	1421
		6.3 多列可调静叶 (VSV)	1422
		6.4 可调静叶与放气联用	1422

6.5 用可调静叶来改善经济性·····	1422	热锅炉·····	1449
7 燃气轮机过渡工况、启动及加速·····	1422	2.7 典型配 9FA 型燃气轮机自然循环余 热锅炉·····	1451
7.1 过渡工况过程·····	1422	3 联合循环汽轮机·····	1453
7.2 燃气轮机的启动与加速·····	1422	3.1 原理、系统 and 特点·····	1453
7.3 启动与加速时间·····	1423	3.2 功率和参数的选择·····	1454
7.4 过渡工况过程的变化特点·····	1423	3.3 排汽面积和末级叶片高度的选择·····	1455
7.5 热悬挂·····	1424	3.4 汽轮机的结构和布置·····	1456
7.6 启动机类型及选择·····	1424	4 常规燃气—蒸汽联合循环机组的控制与保护·····	1459
7.7 停机过程·····	1424	4.1 常规燃气—蒸汽联合循环机组的控制·····	1459
第 10 章 燃气轮机的控制与保护·····	1425	4.2 常规燃气—蒸汽联合循环机组的闭锁·····	1460
1 单轴燃气轮机控制的基本要求·····	1425	第 12 章 燃气轮机和联合循环机组的试验、运 行与维护·····	1462
1.1 单轴燃气轮机单变量控制方案·····	1425	1 热力性能试验·····	1462
1.2 单轴燃气轮机的双变量控制方案·····	1425	1.1 试验目的·····	1462
1.3 燃气轮机控制系统设计要求·····	1425	1.2 适用标准·····	1462
2 单轴燃气轮机主控系统的原则方案·····	1426	1.3 试验条件·····	1463
2.1 转速控制系统·····	1426	1.4 仪表和测量·····	1465
2.2 温度控制系统·····	1427	1.5 试验的进行·····	1466
2.3 启动控制系统·····	1429	1.6 试验结果计算·····	1466
2.4 升速转加速度控制系统·····	1430	1.7 试验结果修正到规定的运行条件·····	1466
2.5 最大功率控制系统·····	1430	1.8 试验结果的不确定度·····	1467
2.6 手动控制系统·····	1430	2 燃气轮机的运行与维护及热端部件的寿命 管理·····	1468
2.7 停机控制系统·····	1430	2.1 燃气轮机的运行·····	1468
2.8 减速转加速度控制系统·····	1431	2.2 燃气轮机的维护·····	1470
2.9 最小值控制系统·····	1431	2.3 燃气轮机热端部件的寿命管理·····	1471
2.10 燃料切换控制·····	1431	3 联合循环中余热锅炉的运行与维护·····	1472
2.11 主控制系统实例分析·····	1432	3.1 余热锅炉启动·····	1472
3 单轴燃气轮机的保护系统介绍·····	1432	3.2 运行特点和要求·····	1473
3.1 超速保护系统·····	1432	3.3 停炉·····	1474
3.2 超温保护系统·····	1433	3.4 寿命评估分析和方法·····	1475
3.3 燃烧监测保护系统·····	1433	3.5 维护·····	1475
3.4 热通道温度保护系统·····	1434	参考文献·····	1476
3.5 热悬挂监测·····	1434	第 13 篇 燃煤的燃气—蒸汽联合循环机组·····	1477
3.6 喘振保护·····	1434	第 1 章 概述·····	1479
3.7 振动保护系统·····	1434	1 我国的能源资源及其利用·····	1479
3.8 火焰监测系统·····	1434	2 我国燃煤发电技术的出路·····	1479
4 单轴燃气轮机的 IGV 连续控制系统·····	1434	第 2 章 几种典型的燃煤燃气—蒸汽联合循 环方式·····	1480
5 单轴燃气轮机的顺序控制系统·····	1435	1 整体煤气化燃气—蒸汽联合循环 (IGCC)·····	1480
6 分轴燃气轮机调节的特点与原则方案·····	1435	2 增压流化床锅炉燃气—蒸汽联合循环 (PFBC-CC)·····	1480
6.1 加载与减载过程·····	1435	2.1 技术的应用背景与典型工艺流程·····	1480
6.2 甩负荷过程中的超速问题·····	1436	2.2 我国的 15MW 的增压流化床联合循环 (PFBC-CC) 中试电站·····	1481
6.3 动力透平的可调喷嘴·····	1436	2.3 第二代 PFBC-CC 技术·····	1482
6.4 分轴机组的转速控制回路·····	1436	3 煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环·····	1483
第 11 章 常规的燃气—蒸汽联合循环机组·····	1438	4 燃用低热值煤气的燃气—蒸汽联合循环·····	1483
1 联合循环机组的配置、参数的选择与热平衡·····	1438	5 燃煤的常压流化床燃气—蒸汽联合循环 (AFBC-CC)·····	1483
1.1 典型联合循环·····	1438	6 与燃煤机组联合运行的燃气—蒸汽联合循环·····	1484
1.2 联合循环机组的性能分析指标与热平衡 计算·····	1439	6.1 排气助燃锅炉型燃气—蒸汽联合循环·····	1484
1.3 补燃式和无补燃式联合循环特性的比较·····	1440	6.2 并列动力布置型燃气—蒸汽联合循环·····	1484
1.4 蒸汽循环系统与燃气轮机的匹配·····	1441	6.3 给水加热型燃气—蒸汽联合循环·····	1485
2 联合循环余热锅炉·····	1442		
2.1 现状与发展·····	1442		
2.2 原理·····	1443		
2.3 分类·····	1443		
2.4 布置与性能·····	1444		
2.5 结构·····	1448		
2.6 典型配置 9E 型燃气轮机强制循环余			

7 整体煤气化湿空气透平联合循环发电系统 (IGHAT)	1486
8 以合成气源为核心的多联产技术	1487
第3章 整体煤气化燃气—蒸汽联合循环	1490
1 煤炭气化和设备	1490
1.1 煤炭气化工艺基础	1490
1.2 气化炉主要性能指标	1491
1.3 IGCC对气化工艺的要求	1492
1.4 气化工艺简述	1492
1.5 IGCC电站采用的典型气化工艺和气化炉及系统	1493
2 煤气净化系统和设备	1495
2.1 对合成煤气净化的要求和净化技术分类	1495
2.2 常温煤气脱硫和硫回收	1496
2.3 煤气除尘工艺	1498
2.4 煤气高温净化工艺	1498
2.5 IGCC电站中的煤气净化工艺和系统	1499
3 IGCC中的空分工艺和系统	1500
3.1 空分工艺及IGCC中的空分系统概述	1500
3.2 采用气体低温分离技术的空分工艺和系统	1500
4 IGCC中的燃气—蒸汽联合循环	1501
4.1 IGCC中的燃气—蒸汽联合循环的特点	1501
4.2 IGCC中的燃气轮机	1501
4.3 关于IGCC中的汽轮机和余热锅炉的几个问题	1503
5 IGCC系统及其整体化特性	1503
5.1 IGCC系统	1503
5.2 IGCC系统的整体化	1504
第4章 燃煤的增压流化床联合循环	1506
1 燃煤的增压流化床联合循环 (PFBC-CC)	1506
2 增压流化床锅炉 (PFBB)	1506
2.1 增压流化床锅炉设计的思考	1506
2.2 PFB锅炉的负荷调节	1507
3 增压流化床脱硫	1507
3.1 脱硫剂的煅烧反应	1507
3.2 脱硫剂的硫(酸盐)化反应	1507
4 PFBC-CC的加料系统及灰渣排放系统	1508
4.1 给料装置	1508
4.2 排灰渣装置	1508
5 烟气净化装置	1509
5.1 工艺要求	1509
5.2 旋风式高温除尘器	1509
5.3 高温移动床颗粒层过滤器	1509
5.4 高温陶瓷管式过滤器	1509
6 适用于PFBC-CC系统的燃气轮机	1509
6.1 PFBC-CC系统应用的燃气透平工作条件	1509
6.2 燃气透平的磨蚀	1509
6.3 腐蚀作用	1510
6.4 叶片采用涂层和包覆防止腐蚀、磨损	1511
6.5 燃气轮机的调控要求	1511
7 应用实例	1511
8 工业应用前景	1513
第5章 燃用低热值煤气的燃气—蒸汽联合循环	1515
1 气体燃料按热值的分类	1515
2 国内外燃用低热值煤气燃气轮机的发展概况	1515

3 燃用高炉煤气的燃气轮机	1515
3.1 燃烧高炉煤气的燃气轮机的改造问题	1515
3.2 低热值煤气燃烧室的改型设计问题	1516
4 高炉煤气燃气—蒸汽联合循环系统	1519
4.1 燃烧高炉煤气的 M701D 型联合循环	1519
4.2 燃烧高炉煤气的 MW-151S 型联合循环	1521
4.3 ABB公司的燃烧高炉煤气的联合循环	1521
4.4 PG6581B-L 型燃气轮机及其联合循环	1523
5 经济性与环保评估	1523
5.1 低热值煤气燃气轮机在钢铁厂中的应用	1523
5.2 整体煤气化联合循环装置中的低热值煤气燃气轮机	1524
第6章 煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环发电	1525
1 煤气化制氢技术	1525
1.1 CO变换工艺	1525
1.2 变换气的脱碳	1526
2 燃料电池技术	1527
2.1 燃料电池分类	1527
2.2 燃料电池应用	1530
3 煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环发电系统	1531
3.1 MCFC—燃气轮机联合循环	1531
3.2 SOFC—燃气轮机联合循环	1533
4 煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环发电经济性预测	1536
第7章 以合成气源为核心的多联产技术	1538
1 多联产能源系统的基本概念	1538
1.1 以合成气源为核心的多联产能源系统简介	1538
1.2 多联产是整体煤气化联合循环 (IGCC) 的延续和发展	1538
1.3 多联产是综合解决我国能源挑战的重要途径	1538
2 一般性多联产化工系统	1539
3 甲醇—电力多联产系统	1539
3.1 甲醇合成技术的发展	1539
3.2 多联产中的煤气合成甲醇系统	1541
3.3 煤气化电力—甲醇多联产系统配置方案	1542
3.4 多联产系统变工况问题讨论	1543
4 CO ₂ 的回收	1547
4.1 CO ₂ 分离回收方法的选择	1547
4.2 目前电厂回收 CO ₂ 的途径	1547
4.3 多联产中 CO ₂ 的回收	1547
5 经济性与环保评估	1548
5.1 经济评价方法	1548
5.2 环境分析	1549
参考文献	1550
第14篇 内燃机电站	1551
第1章 概述	1553
1 内燃机电站的种类及特点	1553
2 我国内燃机电站的发展历程	1553
3 国内外技术现状及趋势	1553
4 标准化工作	1553
第2章 内燃机电站特征的确定	1554

1 设计开发目标	1554	7.2 机组底盘附件的设置	1571
2 使用要求的确定	1554	7.3 机组底盘的设计步骤	1571
3 设计输入的确定	1554	8 电站舱体及安装	1571
4 设计输入指标的测量要求	1557	8.1 舱体设计应考虑的主要因素	1571
4.1 一般要求	1557	8.2 舱体结构形式与设计要点	1571
4.2 ISO 标准功能试验	1557	8.3 舱体造型设计	1572
4.3 验收试验	1557	8.4 舱体与运载体的连接	1572
5 关于引用标准	1557	8.5 舱体门、孔口结构设计	1572
6 方案设计	1558	8.6 舱体基础件选型和设计要求	1572
6.1 基本要求	1558	9 运载体	1572
6.2 总体方案设计的一般内容	1558	9.1 运载体选型设计应考虑的主要因素	1572
6.3 主要构成和配套	1558	9.2 底盘车架改装要点和要求	1572
6.4 总体布置应考虑的主要因素	1558	9.3 安装件及附加装置(挡泥板、备胎、侧防护、 后防护)	1573
6.5 可靠性评价和预测	1558	9.4 电气装备改制	1573
6.6 影响电站可靠性的一些因素	1559	第4章 内燃机电站的使用与维护	1574
6.7 维护和维修性	1559	1 使用方法和要求	1574
6.8 安全性	1559	1.1 安全要求	1574
6.9 关键特性和重要特性分析	1560	1.2 运行前的准备要求	1574
6.10 集成优化	1560	1.3 启动和停机要求	1574
6.11 品质设计	1560	1.4 运行要求	1574
6.12 价值分析	1560	1.5 故障原因及排除方法	1575
7 工程设计(或称施工设计)	1560	2 电站定期维护保养	1577
第3章 内燃机电站主要构成的选型和设计方法	1562	参考文献	1578
1 内燃机	1562	第15篇 电站环保技术	1579
1.1 选用内燃机应考虑的因素	1562	第1章 概述	1581
1.2 电站使用地点的环境条件	1563	1 我国火力发电厂的环境保护	1581
1.3 现场条件与标定条件	1563	1.1 火力发电厂污染现状	1581
1.4 电站用内燃机的功率标定	1563	1.2 环保设备及其发展前景	1582
1.5 内燃机功率数值的确定	1563	1.3 我国火电厂脱硫、脱硝和除尘技术进展	1582
2 发电机	1563	2 火力发电厂污染物排放标准	1583
2.1 发电机选型需考虑的主要因素	1563	2.1 国外主要发达国家火电厂污染物排放标 准综述	1583
2.2 发电机选型要求	1564	2.2 我国环保政策与电力行业环保法规	1585
2.3 发电机选型设计方法	1564	2.3 我国火力发电厂污染物排放标准	1586
3 电气控制系统	1565	3 电厂环保技术的展望	1587
3.1 控制系统在电站设计中需考虑的主要 因素	1565	3.1 超细微颗粒物捕集技术	1587
3.2 控制系统设计要求	1565	3.2 重金属	1587
3.3 控制系统设计	1566	3.3 持久性有机污染物的排放控制	1587
4 调速器	1569	3.4 二氧化碳(CO ₂)分离与封存技术	1588
4.1 调速器特性	1569	第2章 烟气排放与监测	1589
4.2 调速器类型	1569	1 烟气物性参数的测量	1589
4.3 调速器的应用	1569	1.1 温度	1589
4.4 机械调速器	1569	1.2 压力	1589
4.5 电子调速器	1569	1.3 流量	1589
4.6 转速传感器安装与调整	1570	1.4 流速	1589
5 消声器	1570	1.5 烟尘浓度	1589
5.1 消声器设计的基本要求	1570	2 常规烟气成分的监测与分析	1589
5.2 内燃机排气噪声的频谱特性	1570	2.1 一氧化碳	1589
5.3 常用消声器的分类和结构形式	1570	2.2 二氧化碳	1589
5.4 消声器的设计步骤	1570	2.3 氧气	1589
5.5 消声器设计验证应考虑的主要因素	1570	2.4 氮氧化物	1590
6 联轴器	1570	2.5 二氧化硫	1590
6.1 常用联轴器的结构形式	1570	3 烟气中特殊无机成分的监测与分析	1591
6.2 联轴器的选型	1571	3.1 氯化氢的监测与分析	1591
7 发电机组底盘	1571		
7.1 机组底盘设计主要考虑的因素	1571		

3.2 氯气的监测与分析	1591
3.3 重金属污染物的监测	1591
4 微量和痕量有机污染物的监测与分析	1592
4.1 多环芳烃的监测与分析	1592
4.2 二噁英的监测与分析	1593
5 烟气参数的连续在线监测技术	1594
5.1 CEMS 的分类	1594
5.2 烟尘颗粒物连续监测技术	1595
5.3 气态污染物连续监测技术	1596
5.4 烟气流速监测技术	1598
第3章 除尘器	1599
1 除尘器的分类与我国除尘技术的发展及现状	1599
1.1 粉尘来源及危害	1599
1.2 除尘器的分类	1599
1.3 各种除尘器性能比较	1600
1.4 我国火电厂除尘技术的应用和现状	1600
2 电除尘器	1600
2.1 静电除尘原理	1600
2.2 电除尘器分类和特点	1601
2.3 电除尘效率影响因素	1601
2.4 电除尘器设计与选用	1601
2.5 电除尘器运行关键参数控制	1604
2.6 运行中主要问题与预防措施	1604
3 袋式除尘器	1604
3.1 袋式除尘原理及适用范围	1604
3.2 袋式除尘器分类和特点	1604
3.3 袋式除尘器滤料选择	1605
3.4 袋式除尘器的选型与计算	1606
3.5 袋式除尘器运行关键参数控制	1607
3.6 运行中的主要问题与预防措施	1607
4 其他除尘器	1607
4.1 机械力式除尘器	1607
4.2 湿式除尘器	1608
5 除尘技术发展趋势	1609
5.1 超细微颗粒物捕集技术	1609
5.2 高温陶瓷除尘器	1609
5.3 复合型除尘技术	1610
第4章 固体废弃物的处理	1612
1 固体废弃物的定义	1612
2 生活垃圾的焚烧处理	1612
2.1 城市生活垃圾的特点、危害及其处理现状	1612
2.2 城市生活垃圾焚烧技术发展简况	1613
2.3 城市生活垃圾焚烧技术介绍	1614
3 生物质能的焚烧处理	1617
3.1 生物质能发电的优点	1617
3.2 生物质能转化利用技术简介	1617
3.3 生物质能发电技术的比较	1618
4 污泥的焚烧处理	1619
4.1 污泥特性	1619
4.2 污泥的处置方法	1620
4.3 污泥处理	1621
4.4 污泥焚烧的处理工艺	1622
第5章 火电厂烟气脱硫技术	1624
1 脱硫技术的现状与分类	1624
1.1 SO_2 的危害	1624

1.2 国内外脱硫技术应用现状	1624
1.3 FGD 技术分类	1625
1.4 我国 FGD 技术与装备发展中存在的问题	1625
2 火电厂干法/半干法 FGD 技术	1625
2.1 炉内喷钙尾部增湿活化法	1625
2.2 喷雾干燥法	1627
2.3 循环流化床干法/半干法 FGD 技术	1628
3 火电厂石灰石—石膏湿法 FGD 技术	1631
3.1 工艺原理及工艺流程	1631
3.2 脱硫性能主要影响因素	1631
3.3 运行关键参数控制	1631
3.4 吸收剂的选择	1631
3.5 关键子系统及设备	1632
3.6 腐蚀性环境及防腐措施	1634
3.7 脱硫石膏的综合利用问题	1635
3.8 工程实例	1635
3.9 运行中的主要问题与预防措施	1636
4 火电厂其他湿法 FGD 技术	1636
4.1 海水 FGD 技术	1636
4.2 氨法脱硫技术	1637
4.3 双碱法 FGD 技术	1638
4.4 镁法 FGD 技术	1638
5 烟气同时脱硫脱硝技术	1638
5.1 固相吸收/再生 FGD 脱硝技术	1638
5.2 气/固催化同时脱硫脱硝技术	1639
5.3 高能电子活化氧化法	1640
第6章 火电厂烟气脱硝技术	1642
1 煤燃烧过程中 NO_x 的生成与控制	1642
1.1 NO_x 的生成和还原	1642
1.2 各种燃烧参数对 NO_x 排放的影响	1642
1.3 降低 NO_x 的措施	1643
2 改变锅炉炉内燃烧工况的脱硝法	1643
2.1 低 NO_x 燃烧器	1643
2.2 降低 NO_x 排放的分级送风	1644
2.3 锅炉燃烧优化法降低 NO_x 排放	1645
2.4 利用燃料分级方法降低 NO_x 排放	1646
3 烟气脱硝技术	1649
3.1 烟气脱硝技术的分类	1649
3.2 选择性催化还原 (SCR) 脱硝技术	1649
3.3 选择性非催化还原 (SNCR) 烟气脱硝技术	1652
3.4 SNCR/SCR 联合脱硝技术	1655
3.5 三种主流的烟气脱硝工艺的比较	1655
参考文献	1656
第16篇 火力发电厂运行	1657
第1章 概述	1659
1 任务和范围	1659
2 火电技术发展特点	1659
2.1 大容量、高参数火电技术	1659
2.2 空冷技术	1659
2.3 电站材料科学技术	1659
2.4 设备维修技术	1660
2.5 节能降耗技术	1660
2.6 自动控制技术	1660
2.7 环境保护技术	1661

第2章 火电机组启动调试	1662	9.7 发电机断水	1696
1 分系统调试阶段主要试验	1662	10 启动调试新技术及应用	1696
1.1 冷态空气动力场试验	1662	10.1 降压蒸汽吹扫在超(超)临界直流炉	
1.2 蒸汽严密性试验	1663	上的应用	1696
1.3 安全阀整定	1663	10.2 炉前系统汽侧的化学清洗	1697
1.4 备用电源自投运试验	1664	10.3 机组带负荷安全阀整定	1698
1.5 发电机风压(严密性)试验	1665	10.4 一键并网技术	1699
2 启动调整试验	1665	第3章 机组性能试验	1700
2.1 汽门严密性试验	1665	1 汽轮机热力性能试验	1700
2.2 超速试验	1665	1.1 试验规程及其适用性	1700
2.3 汽门活动试验	1665	1.2 试验测点布置	1701
2.4 甩负荷试验	1666	1.3 测量仪表	1702
2.5 真空严密性试验	1667	1.4 试验结果及修正	1703
2.6 发电机短路特性试验	1667	1.5 振动及噪声测量	1705
2.7 发电机空载特性试验	1668	2 锅炉性能试验	1706
2.8 励磁系统空载特性试验	1668	2.1 试验规程及其方法	1706
2.9 发电机同期系统定相、假并列试验	1670	2.2 试验测点布置及安装	1706
2.10 厂用电源带负荷切换试验	1670	2.3 试验测量仪表	1707
2.11 发电机带负荷试验	1670	2.4 试验项目及实施	1708
2.12 励磁系统带负荷试验	1671	3 发电机性能试验	1710
2.13 负荷变动试验	1671	3.1 发电机效率试验	1710
2.14 机组 RB 试验	1672	3.2 发电机温升试验	1711
3 机组启动	1673	3.3 发电机氢气系统严密性试验	1711
3.1 汽轮机启动	1673	3.4 发电机进相运行试验	1711
3.2 锅炉启动	1675	4 脱硫装置性能试验	1712
3.3 发电机启动及并网	1679	4.1 试验规程	1712
3.4 机组整套启动试运	1680	4.2 试验内容	1712
4 600MW 超临界机组启动	1682	4.3 试验测点布置	1712
4.1 汽轮机启动	1682	4.4 试验方法	1712
4.2 锅炉启动	1684	5 电除尘器性能试验	1713
5 1000MW 超超临界机组启动	1686	5.1 试验标准	1713
5.1 汽轮机启动	1686	5.2 试验项目	1713
5.2 锅炉启动	1687	5.3 试验测点布置	1713
6 300MW 循环流化床锅炉启动	1688	5.4 测量及计算方法	1714
6.1 冷态试验	1688	6 脱硝装置性能试验	1715
6.2 冷态启动	1689	6.1 试验规程	1715
6.3 热态启动	1690	6.2 试验内容	1715
6.4 启动程序	1690	6.3 试验测点布置	1716
6.5 运行调整	1690	6.4 测量项目及方法	1716
6.6 正常停炉	1691	6.5 测量仪表及试验要求	1716
7 直接空冷系统运行	1691	第4章 安全生产运行	1717
7.1 空冷系统简介	1691	1 安全生产管理	1717
7.2 直接空冷系统的热态冲洗	1691	1.1 建立健全安全责任制	1717
7.3 直接空冷系统的冬季防冻	1692	1.2 安全规章制度	1717
7.4 直接空冷机组真空严密性	1692	2 事故及其预防	1718
8 机组运行方式	1692	2.1 事故原因	1718
8.1 运行方式分类	1692	2.2 事故预防	1718
8.2 定压、变压运行	1693	3 生产设备的安全性评价	1719
8.3 调峰运行	1693	3.1 锅炉设备安全性评价	1719
9 调试过程中遇到的问题及处理	1694	3.2 汽轮机设备安全性评价	1720
9.1 过热蒸汽温度、再热蒸汽温度突降	1694	3.3 四大管道和压力容器的安全性评价	1720
9.2 锅炉冲管临时设施的损坏	1694	3.4 电气设备安全性评价	1720
9.3 给水泵振动	1694	3.5 电站化学设备安全性评价	1721
9.4 汽轮机逆功率运行	1695	3.6 热工设备安全性评价	1721
9.5 氢系统着火	1695	4 机组和部件的寿命评估与寿命管理	1722
9.6 厂用电中断	1696	4.1 机组和部件寿命评估的概念和意义	1722

4.2 部件寿命评估程序和分级	1722	2.11 空气预热器漏风率	1763
4.3 金属部件主要损伤机理	1723	2.12 负荷	1763
4.4 金属部件寿命评估的必须要素	1724	3 机组优化运行调整	1763
4.5 部件寿命评估方法	1724	3.1 锅炉燃烧优化调整	1763
4.6 寿命评估技术的新进展	1727	3.2 制粉系统优化调整	1764
4.7 机组的寿命管理	1728	3.3 蒸汽吹灰优化控制	1765
第5章 火电厂运行故障预防处理及重大事故		3.4 汽轮机组运行方式优化	1766
预防	1730	3.5 冷端系统优化	1766
1 锅炉及辅助设备运行故障预防处理	1730	3.6 负荷优化分配	1767
1.1 四管泄漏	1730	4 经济性运行管理	1768
1.2 过热器与再热器超温	1731	4.1 运行管理	1768
1.3 锅炉缺水和满水	1732	4.2 燃料管理	1769
1.4 锅炉结渣及沾污	1733	4.3 节能管理	1770
1.5 氧化皮脱落	1735	4.4 节电管理	1771
1.6 水冷壁高温腐蚀	1736	4.5 节水管理	1772
1.7 过热器管外高温腐蚀	1738	4.6 能量平衡试验	1773
1.8 尾部受热面磨损及低温腐蚀	1738	4.7 水平衡试验	1774
2 汽轮机及辅助设备运行故障预防处理	1740	5 火力发电厂烟分析方法及应用	1775
2.1 汽轮机超速及轴系断裂	1740	5.1 烟参数	1775
2.2 汽轮机水冲击	1740	5.2 稳定流动系统工质的烟	1775
2.3 汽轮机转子弯曲及直轴处理	1741	5.3 燃料的化学烟	1775
2.4 轴系振动	1742	5.4 动力循环	1776
2.5 汽轮机轴瓦损坏	1746	5.5 能量系统的烟效率	1776
2.6 叶片故障	1747	5.6 能量系统烟分析方法的实际应用举例	1776
3 发电机及电气设备运行故障预防处理	1748	第7章 火力发电厂技术监督	1778
3.1 定子相间短路	1748	1 金属技术监督	1778
3.2 转子绕组匝间短路	1748	1.1 金属技术监督的任务	1778
3.3 发电机定子绕组过热	1749	1.2 金属技术监督的范围	1778
3.4 发电机端部绕组放电	1750	1.3 金属技术监督的项目和方法	1778
3.5 发电机非同期并网	1750	1.4 金属技术监督的重点工作	1779
3.6 发电机端部绕组振动损坏	1750	2 化学技术监督	1779
3.7 励磁系统故障	1751	2.1 化学技术监督的任务	1779
3.8 变压器故障	1751	2.2 化学技术监督的范围	1779
4 重大事故案例分析及预防	1752	2.3 化学技术监督的主要工作内容	1779
4.1 轴系断裂	1752	2.4 化学技术监督的主要指标	1780
4.2 炉膛爆炸	1752	3 绝缘技术监督	1781
4.3 制粉系统爆炸	1754	3.1 电气设备的绝缘	1781
4.4 发电机氢爆	1754	3.2 绝缘技术监督的主要任务	1781
4.5 除氧器泄漏	1755	3.3 绝缘技术监督主要考核指标	1782
第6章 火力发电厂经济运行	1757	3.4 绝缘技术监督的基本制度	1782
1 运行技术经济指标	1757	3.5 绝缘技术监督的基础数据和资料	1782
1.1 锅炉技术经济指标	1757	4 热工技术监督	1782
1.2 汽轮机技术经济指标	1757	4.1 热工技术监督的主要任务	1782
1.3 辅助设备技术经济指标	1758	4.2 热工技术监督的范围	1782
1.4 全厂综合技术经济指标	1759	4.3 热工技术监督的主要指标	1782
2 影响运行经济性因素	1759	4.4 热工技术监督的重点工作	1783
2.1 主蒸汽参数	1759	5 环保技术监督	1783
2.2 冷端参数	1760	5.1 环保技术监督的范围	1783
2.3 给水温度	1760	5.2 环保技术监督的主要任务	1784
2.4 加热器端差	1761	5.3 环保技术监督的主要工作内容	1784
2.5 系统泄漏	1761	5.4 环保技术监督的主要指标及污染物监测	1784
2.6 减温水量	1761	5.5 环保技术监督范围的延伸	1785
2.7 排烟温度	1762	6 火电厂节能技术监督	1785
2.8 煤粉细度	1762	6.1 节能技术监督的任务	1785
2.9 灰渣可燃物含量	1762	6.2 节能技术监督的主要工作内容	1785
2.10 炉膛出口过量空气系数	1762	6.3 节能技术监督的主要技术指标	1785

7 继电保护技术监督	1786	7.2 吸收塔系统控制	1802
7.1 继电保护技术监督的范围和内容	1786	7.3 石灰石浆液制备系统控制	1803
7.2 继电保护技术监督的重点工作	1787	7.4 工艺水系统控制	1803
7.3 继电保护的主要监督指标	1787	7.5 FGD 的保护	1803
8 电能质量技术监督	1787	8 现场总线控制系统 (FCS) 的应用	1803
8.1 电能质量技术监督的范围及内容	1787	8.1 现场总线技术及国际标准	1803
8.2 主要监督指标	1787	8.2 现场总线控制系统 (FCS)	1804
8.3 电压质量与无功电力技术监督重点要求	1787	8.3 FF (Foundation Fieldbus) 现场总线	1804
8.4 频率质量技术监督重点要求	1788	8.4 Profibus (Process Fieldbus) 现场总线	1804
8.5 谐波质量技术监督重点要求	1788	8.5 现场总线控制系统在火电厂的应用	1805
8.6 电压波动和闪变、三相不平衡技术监督的重 点要求	1788	第 9 章 火力发电厂设备检修与维护	1807
9 电测技术监督	1788	1 机组停、备用保护	1807
9.1 电测技术监督的任务	1788	1.1 机组停、备用保护的必要性	1807
9.2 电测技术监督的范围	1788	1.2 机组停、备用保护方法的分类和选择原则	1807
9.3 电测技术监督的主要工作内容	1788	1.3 机组几种常用停、备用保护方法	1807
9.4 电测技术监督指标	1789	2 点检定修	1809
10 技术监督的过程优化	1789	2.1 点检定修的主要形式	1809
10.1 组织机构	1789	2.2 点检定修的范围	1809
10.2 组织目标	1789	2.3 点检定修的主要指标	1809
10.3 监督项目实施过程的控制	1789	2.4 点检定修的重点工作	1809
10.4 监督结果及监督的持续改进	1789	3 设备状态监测	1809
第 8 章 火力发电厂运行自动控制	1790	3.1 离线状态监测	1809
1 重要保护系统的运行	1790	3.2 在线状态监测	1810
1.1 泄漏试验及炉膛吹扫	1790	3.3 状态监测系统	1810
1.2 总燃料跳闸 (MFT) 及燃油切断 (OFT)	1790	4 优化检修	1810
1.3 防止锅炉炉膛内爆的控制	1791	4.1 优化检修的意义	1810
1.4 汽轮机监测保护系统的运行和维护	1791	4.2 设备评估技术	1810
2 重要开关量顺序控制系统的运行	1792	4.3 计算机检修管理系统	1812
2.1 汽轮机自动启动控制 (ATC)	1792	4.4 检修周期预测	1812
2.2 全厂辅网集中监控系统的运行	1792	第 10 章 火力发电厂综合节能、节水技术	1813
3 重要模拟量闭环控制系统的运行	1793	1 热力系统节能	1813
3.1 主蒸汽温度及再热蒸汽温度的控制	1793	1.1 系统内、外漏损失	1813
3.2 汽包锅炉的全程给水自动控制	1794	1.2 疏水及旁路优化布置	1813
3.3 锅炉燃烧率控制	1795	1.3 轴封漏汽合理利用	1813
3.4 机炉协调控制的改进及自动发电控制 (AGC)	1795	2 变频调速	1813
3.5 新型控制策略	1796	2.1 风机变频调速	1813
4 超临界和超超临界机组自动控制系统的运行	1797	2.2 凝结水泵变频调速	1815
4.1 自动控制系统的特点	1797	2.3 选用变频调速器应注意的问题	1816
4.2 分离器水位控制	1797	3 电站风机节能	1816
4.3 煤水比控制	1798	3.1 风机选型原则	1816
4.4 中间点温度控制	1798	3.2 调节方式	1816
5 循环流化床锅炉 (CFB) 自动控制系统的运行	1799	3.3 风机改造	1816
5.1 床温控制	1799	3.4 管道布置改造	1817
5.2 床压控制	1800	3.5 提高电站风机运行的安全可靠性的	1817
5.3 燃烧控制	1800	4 水泵节能	1818
5.4 CFB 脱硫控制	1800	4.1 参数选择	1818
6 燃气—蒸汽联合循环发电机组自动控制 系统的运行	1801	4.2 结构形式	1818
6.1 联合循环的控制策略	1801	4.3 运行与调节方式	1818
6.2 燃气轮机和所属辅机控制	1801	5 等离子体点火技术	1819
6.3 联合循环电站控制用 DCIS 系统示例	1801	5.1 等离子点火原理	1819
7 烟气脱硫自动控制系统的运行	1801	5.2 等离子点火系统组成	1820
7.1 烟气系统控制	1801	5.3 等离子点火系统适应范围	1820
		5.4 等离子点火系统启动与运行	1820
		6 少油点火助燃技术	1820
		6.1 早期的少油点火燃烧器	1821
		6.2 微油点火燃烧器	1821

6.3 双强少油点火技术 1821

7 废水综合利用 1822

7.1 低含盐量废水的处理回用..... 1822

7.2 高含盐量废水的处理回用..... 1822

7.3 生活污水处理回用 1823

7.4 高悬浮物废水的处理回用..... 1824

8 城市二级处理水的再生利用..... 1824

8.1 城市二级处理水的水质标准..... 1824

8.2 深度处理工艺及重点去除的杂质 1824

8.3 回用过程中出现的问题及解决措施 1824

9 煤矿疏干水回用 1824

9.1 煤矿疏干水的水质特点..... 1824

9.2 回用处理工艺 1825

9.3 回用处理系统的运行 1825

10 锅炉干排渣 1825

10.1 干排渣系统原理 1825

10.2 干排渣系统的特点 1825

10.3 干排渣系统的运行要求 1825

10.4 干排渣系统的主要控制与经济指标 1826

第 II 章 火力发电厂管理信息系统..... 1827

1 生产管理信息系统 (MIS) 1827

1.1 网络通信平台 1827

1.2 生产管理信息系统构成..... 1827

2 火电厂厂级监控信息系统 (SIS) 1829

2.1 监控信息系统 (SIS) 平台 1829

2.2 监控信息系统 (SIS) 功能 1831

参考文献..... 1833

本卷后记..... 1835

第1章 超临界、超超临界机组的发展现状与趋势

1 概述

超临界、超超临界火电机组发展至今已有约 50 年的历史,发展初期,由于机组的蒸汽参数取得过高,超过了当时材料技术的发展水平,因而在实际运行过程中出现了许多问题,致使机组的可用率和可靠性都较低,蒸汽参数被迫降低。经过了几十年的不断完善和发展,超临界和超超临界火电机组已在许多国家得到了广泛的应用,高效、节能和环保成效显著,已成为一项先进的和成熟的发电技术,机组的可靠性、可用率、热机动性、机组寿命等方面可以与亚临界机组媲美。

目前,全世界已投入运行的超临界及以上参数的火电机组约有 600 多台(美国 170 多台,日本和欧洲各约 60 台,俄罗斯及原东欧国家 280 余台),其中属于超超临界参数的机组大约有 60 余台。超超临界技术领先的国家主要是日本、德国和丹麦等。

新材料的发展推动了超临界、超超临界机组的发展。国外已开发出 566℃ 以下的 CrMoV 钢,566℃ 的 2.25%Cr 钢,600℃ 等级的 9%Cr 钢及 12%Cr 钢等标准材料系列。

已经投运的超超临界机组的参数:压力达到 25~31MPa,主蒸汽温度达到 566~610℃,效率达到 45%~47%,最高效率已达 49%,机组最大容量为 1050MW。

目前,为进一步提高超超临界机组的效率,降低能耗和排放,日本、美国及欧洲等工业发达国家又制定了一系列的发展计划,积极开发材料新钢种系列,正朝着更高蒸汽参数的技术方向发展。预计到 2020 年,主蒸汽初温将提高到 700~750℃,再热汽温达 720℃,相应的压力将从目前的 30MPa 左右提高到 35~40MPa,机组的热效率提高到 55% 以上。

我国自 2002 年开始,为提高机组的效率和降低煤耗,决定发展超临界火电机组,2003 年下半年又决定发展超超临界机组。目前,我国已有 70 多台 600MW 的超临界机组投运,4 台 1000MW 的超超临界机组投运。

2 国内外超临界、超超临界机组的发展现状

世界超临界和超超临界机组蒸汽参数发展过程如图 8.1-1 所示。

世界超超临界火电机组几十年的发展过程可划分为以下三个阶段:

第一阶段,20 世纪 50~70 年代,以美国 GE 公司和西屋公司为代表的超超临界参数发展起始阶段。西屋公司于 1959 年制造的首台超超临界机组的容量为 310MW,进汽压力为 34.5MPa,进汽温度达到 649℃;由于机组的可靠性问题,在经历了初期超超临界参数后,从 60 年代后期开始至 70 年代,美国超临界机组所采用的参数均降低到常规超临界参数:压力为 24.1MPa,温度为 538℃/566℃,直至 80 年代,参数始终稳定在这个水平。

第二阶段,从 20 世纪 80 年代起的超临界机组优化及新技术发展阶段。该阶段仍以美国 GE 公司、西屋公司为中

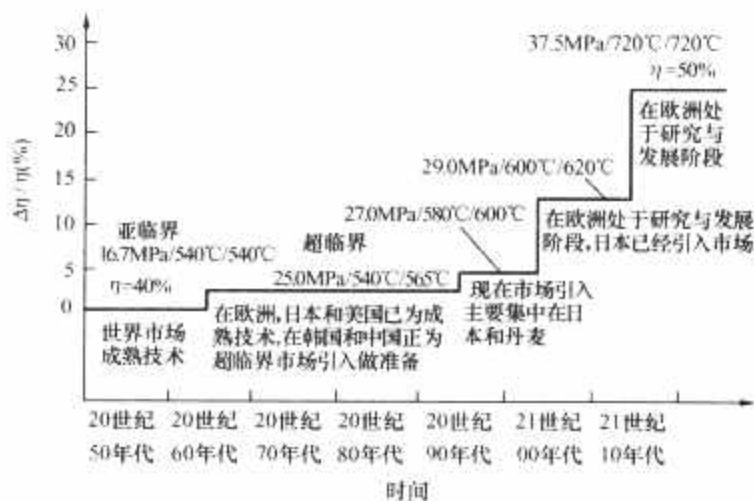


图 8.1-1 世界超临界和超超临界机组蒸汽参数发展过程

心。从 70 年代起,美国 GE 公司及西屋公司分别将超临界技术转让给日本(GE 向东芝、日立,西屋向三菱)和欧洲,超临界机组的市场从 80 年代起转移到了欧洲及日本。从 80 年代起,GE 公司和西屋公司对已投运的 170 台机组进行了大规模的优化及改造,通过改造,形成了一批经过验证的新设计方法、新结构,大大提高了机组的经济性、可靠性、运行灵活性。到 1985 年,美国超临界机组的运行可靠性已达到亚临界相同的水平。与此同时,GE 公司及西屋与日本日立、东芝、三菱联合进行了一系列超超临界机组的开发设计,使超超临界技术的发展进入了一个新的阶段。

第三阶段,20 世纪 90 年代新一轮超超临界参数的发展阶段。随着常规超临界机组的成熟,在环保及提高经济性目标的驱动下,从 90 年代开始,以日本(三菱、东芝、日立),欧洲(西门子、前 ABB)为中心,超超临界火电机组又进入了新一轮的发展阶段。在保证机组高可靠性、高可用率的条件下采用更高的温度、更高的压力是目前发展阶段的主要特点。按压力、温度和功率的不同,可将这个阶段超超临界机组的发展分为以下三个层次:

(1) 采用压力在 25MPa 左右,提高温度参数。温度按 50°F 一档划分,相当于 538℃(1000°F),566℃(1050°F),593℃(1100°F);根据材料的高温性能,产品实际应用的温度又有 600℃/610℃(其材料与 593℃ 相同)一档。

(2) 在采用高温的同时,压力也提高到 27MPa 以上,如按 500PSI(3.445MPa)为一档,超超临界压力有 27.6MPa(4000PSI),31MPa(4500PSI),34.5MPa(5000PSI)。

(3) 单轴大容量 1000MW 等级超超临界机组的开发。超大功率与汽轮机进汽超临界参数无直接关系,它涉及的关键之一是低压缸的排汽能力,功率越大加上背压越低(排汽比体积越大),就需要配置更大排汽面积的低压缸,或更多的低压缸数。目前,新的全速 3000r/min 的大功率机组中已普遍采用高度为 1000~1200mm 的长叶片,排汽面积在 9~11m²。对于更大功率和低背压超超临界机组,为减少低压缸的数量,各国公司都致力于开发更长、排汽面积更大的末级长叶片。日本、西门子和 ALSTOM 等在大功率机组中已开始使用钛合金末级长叶片。机组容量大型化和采用汽缸数的限制,将推动今后特大型钛合金叶片在汽轮机中的应用,

目前技术储备已相当充分。

2.1 美国

美国是世界上发展超临界和超超临界火电机组最早的国家之一，早在 20 世纪 50 年代初就开始了超超临界火电机组的探索和研究。1957 年，世界上第一台超超临界机组在美国俄亥俄州 Philo 电厂 6 号机投产，这台机组容量为 125MW，蒸汽压力为 31MPa，蒸汽温度为 621℃/566℃/566℃，二次中间再热。汽轮机由 GE 公司生产，锅炉由 B&W 公司制造。1959 年，由 CE 和西屋公司设计制造，容量为 325MW，蒸汽压力为 34.3MPa，蒸汽温度为 649℃/565℃/565℃的二次中间再热机组在 Eddystone 电厂 1 号机投产，热耗为 8630kJ/kWh。该机组运行 8 年后，因锅炉过热器高温腐蚀和汽轮机高压缸蠕变变形等材料问题，自 1968 年起将参数降为 32.2MPa/610℃/560℃/560℃，至今还在运行。

20 世纪 80 年代中期，EPRI 对美国 159 台超临界机组进行了调查，结果显示，超临界机组的效率平均比同容量的亚临界机组高 3% 左右，经过初期的运行后，机组可用率和可靠性达到与汽包炉机组相当的水平。虽然超临界机组的发展有过一段时间的停顿，但在八九十年代，EPRI 根据早期的设计和研究结果，在锅炉和汽轮机部件材料选择方面开展了进一步的工作，以使机组能适应越来越多的启停次数。随着运行技术的提高和数字化控制技术的发展，快速启停和调峰运行变得越来越普遍，电厂对超临界机组的运行越来越适

应了。为了提高机组可用率，美国后来发展的超临界机组的蒸汽压力多采用 24.1MPa，主蒸汽温度为 538℃，一次再热蒸汽温度为 538℃，二次再热时用 552℃/565℃，这种蒸汽参数一直保持了 20 余年。

EPRI 还对超超临界机组蒸汽参数和容量等进行了优化研究，认为超超临界机组采用蒸汽压力 31MPa，温度 566～593℃，二次中间再热，容量 700～800MW 为最佳，重新开发了蒸汽参数为 31MPa/593℃/593℃/593℃的二次再热超超临界机组。但是由于美国更倾向于大力发展高效的燃气—蒸汽联合循环机组，因此超超临界技术发展计划没有得到实施。

近期，GE 公司为日本制造一台蒸汽温度超过 593℃ 的 1000MW 等级机组和一台蒸汽参数为 26.6MPa、577℃/600℃ 的 750MW 的机组，还设计了蒸汽参数为 25MPa、600℃/610℃ 的机组。美国目前正在进行新一代（760℃）的用于超超临界参数机组的锅炉材料的研究，以开发温度和压力更高的机组。

据统计，目前美国超临界机组在数量上居世界第二位。截至 1986 年，美国已投运超临界机组 166 台，平均单机容量为 669MW，燃煤机组占 70% 以上。而到 1992 年止，美国在役的 107 台 800MW 及以上火电机组均为超临界机组，其中拥有 9 台世界上单机容量最大的 1300MW 超临界机组（双轴机组）。美国 1300MW 超临界机组历年投运情况见表 8.1-1。

表 8.1-1 美国 1300MW 超临界机组历年投运情况

电 厂	机组容量 (MW)	锅炉参数			年运行时间 (h)	单位造价 (美元/kW)	投运 年份
		蒸汽量 (t/h)	蒸汽压力 (MPa)	蒸汽温度 (℃)			
阿莫斯 3 号	1300	4398.8	26.46	543/538	4976	201	1973
肯勃兰特 1 号	1300	4220	23.52	540/540	5187	151	1972
肯勃兰特 2 号	1300	4220	23.52	540/540	5187	151	1973
加文 1 号	1300	4227	26.46	543/538	5175	250	1974
加文 2 号	1300	4227	26.46	543/538	5175	227	1975
蒙蒂尼尔 1 号	1300				5420	469	1980
罗克波特 1 号	1300				6154		1984
罗克波特 2 号	1300				6222		1989
齐默 1 号	1300	4435	26.5	543/538			1992

2.2 欧洲

德国是研究、制造超临界机组较早的国家之一，但其单机容量较小。德国于 1956 年投运了一台蒸汽参数为 34MPa/610℃/570℃/570℃、容量为 88MW 的超超临界机组，但这种机组因容量较小，未获得很大的发展；1972 年投运了一台 430MW 超临界机组（参数为 24.5MPa/535℃/535℃）；1979 年投运了一台二次再热的 475MW 超临界机组（参数为 25.5MPa/530℃/540℃/530℃）。

德国近年来很重视发展超临界机组。目前，德国已投运和在建的超超临界机组近 20 台，其中具有代表性的是：1992 年 8 月在 Staudinger 电厂投运的 500MW 机组，参数为 26.2MPa、545℃/562℃，机组净效率可达 43%；1999 年在 Lippendorf 电厂投运的 933MW、蒸汽参数为 26.7MPa/554℃/593℃的超超临界机组；2000 年在 Niederaubem 电厂投运的 965MW、蒸汽参数为 26.9MPa/580℃/600℃的超超

临界机组；在 Hessler 电厂投运的 700MW、蒸汽参数为 30MPa/580℃/600℃的超超临界机组。

1998 年和 2001 年，丹麦投运了两台参数分别为 29MPa/582℃/580℃/580℃ 的 400MW 超超临界机组，分别安装于 Nordjyllandsvaerket（NVV3）电厂和 Avedøre（AVV2）电厂，前者燃煤，后者燃气，在海水冷却的情况下，机组效率约达到 47%，从而成为世界上效率最高的火电机组。

欧洲超超临界机组再热方式的发展与日本类似，除丹麦两台超超临界机组采用二次再热外，欧洲其他超超临界机组也都采用一次再热，与日本不同的是主蒸汽压力和温度同时提高（30.5MPa/580℃/600℃），热效率与 29MPa、580℃二次再热机组基本相同。

2.3 日本

日本发展超超临界机组起步较晚，但发展速度很快、收

效显著。自日立公司从美国 B&W 公司引进第一台超临界机组（660MW、24.12MPa、538℃/566℃），于 1967 年在沛崎电厂投运后，日本其他公司也分别引进了美国和德国的超超临界技术，同时建立了自己的试验台，很快由仿制过渡到应用自己的科研成果。

20 世纪 70 年代以来，日本电网负荷峰谷差增大，加之适合带基本负荷的核电站的兴起，要求火电机组承担中间负荷，以适应频繁快速启停的要求。但由美国引进的超临界机组不能适应在广泛范围内变负荷以及快速经济启停。日本各公司从欧洲引进超临界变压运行技术（螺旋管圈锅炉），在政府支持下进行先仿制后本地化，并与国外公司合作，经过大量的试验及不断提高技术水平，为开发大型超超临界机组创造了条件，使超超临界机组不仅高效，而且具有与亚临界机组同样的可靠性与运行灵活性，能自如地适应变压运行带周期性调峰负荷的要求。后来，日本新建的火电站几乎都采用变压运行机组，并以 500～1000MW 燃煤变压运行超超临界机组为主体。目前，日本以超超临界机组可靠性高、经济性好、技术发展快而跃居为发展超超临界机组的先进国家。

日本发展超超临界技术采用的是引进、仿制、创新的技术路线。首先，日本从国外引进成熟机组和制造技术，设备引进后立即组织力量进行技术消化和仿制，引进设备投运后即作为考核机组，通过试验掌握其运行性能。然后，结合日本本国的技术特点进行精心设计、施工和批量生产，从引进机组到自制机组只需 1～2 年时间，从亚临界到超超临界，从 300、600MW 到 1000MW，每上一个等级只需 3～4 年时间。

由于提高蒸汽参数可以进一步提高机组的热效率，日本在 24.1MPa/538℃/566℃超临界机组成熟的基础上，又制定了超超临界研究计划，第一步将蒸汽参数提高到 31MPa/566℃/566℃/566℃，第二步再提高到 34MPa/595℃/595℃/595℃，并结合美国 EPRI 的研究成果，成功地开发了超超临界机组。日本最初投运的两套超超临界机组，只是提高主蒸汽压力而未提高温度，由于主蒸汽压力和温度不匹配，因此采用二次再热以防汽轮机末级蒸汽湿度过高。这两台机组由三菱公司设计，容量为 700MW、蒸汽参数为 31.6MPa/566℃/566℃/566℃，已分别于 1989 年和 1991 年

在川越电厂投入运行，运行情况良好，可用率也达到了很高的水平。二次再热虽是成熟的技术，但系统复杂。31MPa、566℃二次再热与传统的 24.1MPa、566℃一次再热相比，热效率提高约 5%；与 24.5MPa、600℃/600℃等级的超超临界机组相比，热效率仅提高 0.5%。而采用 31MPa 主蒸汽压力和二次再热，机组制造成本明显提高，缺乏市场竞争力。因此，20 世纪 90 年代以来，日本各公司都转向生产高温参数的超超临界机组。

1990～2003 年，日本投运或预定投运一批压力为 24.5MPa，温度提高至 593℃/593℃、600℃/600℃和 600℃/610℃的机组。1993 年 4 月，日本首次由 IHI 在中部电力公司碧南 3 号机组（24.1MPa/538℃/593℃）上成功地运用了 593℃的再热蒸汽温度。1994 年 12 月，东北电力公司能代 2 号机组投入运行，参数为 24.1MPa/566℃/593℃。1997 年和 1998 年，由三菱公司设计，参数为 24.1MPa/593℃/593℃和 24.5MPa/600℃/600℃的两台 1000MW 超超临界机组分别在松蒲（2 号）和三隅（1 号）等电厂投入运行。1998 年 7 月，由 B&W 和日立公司设计的容量为 1000MW、参数为 24.5MPa/600℃/600℃的超超临界机组在原町电厂（2 号）投入运行。IHI 设计的容量为 700MW、蒸汽参数为 24.1MPa/593℃/593℃的超超临界机组于 1998 年在七尾大田电厂（2 号）投入运行。2000 年，三菱公司设计的容量为 700MW、蒸汽参数为 24.1MPa/593℃/593℃的超超临界机组在敦贺电厂（2 号）投入运行。日立公司正在为东北电力公司开发容量为 600～1000MW，参数为 24～25MPa、566℃/593℃的超超临界机组。此外，一批容量为 600～1050MW、蒸汽参数为 24～25MPa、600℃/610℃的超超临界机组已于 2003 年投运。

目前，日本蒸汽温度参数最高的机组是 2000 年在橘湾电厂投运的 2 台由石川岛播磨公司设计的，容量为 1050MW、蒸汽参数为 25.5MPa/600℃/610℃的超超临界机组。作为下一步的发展计划，日本各公司正在酝酿开发蒸汽参数为 34.5MPa/620℃/650℃的超超临界机组。1989～2004 年日本大功率超超临界火电机组的主要业绩见表 8.1-2。

表 8.1-2 1989～2004 年日本大功率超超临界火电机组的主要业绩

公司（机/炉）	功率 （MW）	频率 （Hz）	转 子	参 数 （MPa/℃/℃）	电 厂	投运日期
东芝/三菱	700	60	单	31/566/566/566	川越 1 号	1989 年 9 月
东芝/三菱	700	60	单	31/566/566/566	川越 2 号	1990 年 6 月
三菱/IHI	700	60	单	24.1/538/593	碧南 3 号	1993 年 4 月
日立/IHI	600	50	单	24.1/566/593	能代 2 号	1994 年 12 月
三菱/日立	500	60	单	24.1/566/593	七尾太田 1 号	1995 年 3 月
东芝/三菱	1000	50	双	24.5/566/593	原町 1 号	1997 年 7 月
三菱/三菱	1000	60	双	24.5/600/600	三隅 1 号	1998 年 6 月
日立/日立	1000	50	双	24.5/600/600	原町 2 号	1998 年 7 月
日立/IHI	700	60	单	24.1/566/593	七尾太田 2 号	1998 年 7 月
三菱/日立	1000	60	双	24.1/593/593	松蒲 2 号	1999 年 7 月
东芝/日立	700	60	单	24.1/566/593	四国电力	2000 年 7 月
东芝，GE/IHI	1050	60	双	25/600/610	橘湾 1 号	2000 年 7 月
东芝/三菱	700	60	单	24.1/593/593	敦贺 2 号	2000 年 10 月
三菱/日立	1050	60	双	25/600/610	橘湾 2 号	2001 年 1 月
富士/IHI	600	50	单	25/600/610	丸子 1 号	2002 年 3 月

续表

公司 (机/炉)	功率 (MW)	频率 (Hz)	转 子	参 数 (MPa/℃/℃)	电 厂	投运日期
日立/IHI	700	50	单	25/600/600	占东厚真 4 号	2002 年 6 月
东芝/IHI	1000	60	单	24.1/566/593	碧南 4 号	2002 年 11 月
东芝/三菱	700	60	单	24.1/593/593	苓北 2 号	2003 年 7 月
日立/日立	1000	50	双	24.5/600/600	常陆那珂 1 号	2003 年 12 月
三菱/三菱	600	50	单	24.5/600/600	広野 5 号	2004 年 7 月
三菱/三菱	900	60	双	24.5/595/595	舞鹤 1 号	2004 年 8 月

2.4 俄罗斯

70 多年以来,俄罗斯(苏联)在发电技术的研究开发上独立于其他国家,走了一条自力更生的发展道路,其超临界机组的研制也主要立足于国内,有自己的特点。

苏联在 20 世纪 40 年代末就建立了小容量超临界试验机组,取得一定的经验后便开始生产 300MW 机组,第一台 300MW 超临界机组于 1963 年投入运行,参数为 23.5MPa/580℃/565℃,后经改进和完善,并将蒸汽温度降到 540℃/540℃,使机组的可靠性得到提高,逐步形成了 300、500、800、1200MW 四个容量等级。苏联生产的超临界机组的蒸汽参数大多为常规超临界参数,蒸汽压力一般为 24MPa,蒸汽温度一般在 545~565℃ 的范围内,第一台超临界 500、800MW 机组于 1968 年投入运行。列宁格勒金属工厂(LMZ)1978 年生产了一台 1200MW 的 K-1200-23.5-2 型超临界机组,1981 年投入运行,参数为 23.5MPa/540℃/540℃,已经运行 20 多年,仍是当前世界上火电厂最大的单轴汽轮发电机组,是至今只生产一台。俄罗斯本国内 300MW 及以上容量机组全部采用超临界参数,至今已有 232 台超临界机组投入运行,是超临界机组数目最多的国家,全国大约 40% 的电力由超临界机组提供。由于大量采用超临界机组,俄罗斯火电机组的平均供电煤耗位居世界水平的前列。俄罗斯还生产了近 20 台 300、500MW 和 800MW 的 50Hz 机组供应给中国和古巴。

俄罗斯(苏联)的超临界机组在设计上采用了一些有别于其他国家的技术,在燃用低质高灰分煤、区域供热、汽轮机末级设计、给水加氧处理等方面有自己的特点。这些特点包括:1200MW 汽轮机低压末级采用钛合金叶片;直接接触式给水加热器,降低热耗;Baumann 式的低压通流部分设计,降低末叶片的高度;带加热装置的高中压缸法兰,缩短启动时间;两侧布置的凝汽器,降低蒸汽流速,改善真空;超临界机组热电联产,提高能源利用率。

目前,俄罗斯的列宁格勒金属工厂和莫斯科动力学院设计了新一代的高参数超临界机组,蒸汽参数为 30~32MPa/580~600℃/580~600℃,给水温度为 300℃,当凝汽器压力为 3.4~3.6kPa 时,预计电站效率可以达到 44%~46%。

2.5 中国

2.5.1 超临界、超超临界技术的研发

我国围绕有关超临界技术开展的试验研究工作起步于 20 世纪 80 年代。多年来,一些研究机构、发电设备制造厂和高等院校等一直在跟踪和从事有关超临界和超超临界机组技术及设备方面的试验研究工作。20 世纪 80 年代,我国通过华能石洞口第二电厂引进 600MW 超临界机组,采用技贸结合带进技术的方式,引进了大部分超临界技术,不但取得

了主要设计计算软件,而且通过联合设计培训了一批人员,相关制造厂也已拥有国外的整套技术,锅炉本体和辅机国产化率达 85%。

“十五”期间,通过国家对 600MW 超临界机组重大技术装备研制计划和国家高新技术研究发展计划(863 计划)对“超超临界燃煤发电技术”的支持,使我国在超临界和超超临界发电技术方面取得了巨大的成绩和进步,主要有以下几个方面:

(1) 在发展超超临界火电机组的技术选型研究方面,推荐了我国近期发展超超临界机组的容量为 600MW 级和 1000MW 级、参数为 25~28MPa、600℃/600℃、一次中间再热以及其他有关的技术选型结论。

(2) 在超超临界锅炉设计技术研究、水动力与传热特性研究及锅炉耐热新钢种的应用研究和技术开发等方面取得了一批创新性研究成果,在技术集成创新方面取得了重大进展。结合我国电站选址和燃料的具体情况,成功开发出适应我国电力市场需求的百万容量等级塔式布置螺旋管圈、Π 型布置螺旋管圈和 Π 型布置垂直管圈三种典型锅炉的设计方案。方案设计研究涵盖了国际著名锅炉制造商的主要产品范围,代表了我国新一代燃煤发电设备的发展方向,初步形成了具有中国特色的超超临界锅炉集成设计技术。

(3) 在汽轮机方面,形成了 1000MW 超超临界汽轮机关键技术的设计、制造软件包,具备了 1000MW 超超临界汽轮机母型机的开发设计能力,解决了超超临界 1000MW 汽轮机的设计、国产化生产中的材料、制造工艺等方面的主要难题,掌握了具有自主知识产权的超超临界汽轮机关键技术。目前,国内三大汽轮机制造商(上海汽轮机制造厂、哈尔滨汽轮机制造厂、东方汽轮机制造厂)也各自根据自己产品发展的特点相继开发出了超超临界 1000MW 汽轮机产品。

(4) 针对新形势下对洁净环保更加严格的要求,相应研究开发出了 SCR 烟气脱硝反应过程的数学模型和 SCR 烟气脱硝反应器的设计方法;研究开发出了烟气脱硝工程关键技术,开发出了大型燃煤电站烟气脱硝装置系统设计技术和关键设备设计与制造技术,形成了具有自主知识产权的 SCR 脱硝技术。

(5) 自主开发了我国超超临界机组电站设计技术。在没有引进国外技术的情况下,依靠自主力量,完成了包括机、炉参数匹配,主蒸汽管道、再热热段/冷段管道、给水管道的材质选择与设计,汽机冷端背压的优化,主要辅机(给水泵、磨煤机、风机等)配置,主厂房及其系统设计,机组优化基座设计,主要技术经济指标及工程投资分析等内容在内的超超临界电站设计技术,并且已在依托工程中得到了实际应用。

(6) 根据超超临界机组高参数大容量的特点,在超超临界机组运行关键技术研究方面取了多个重要结论,如超超临

界机组启动特性和变负荷调峰运行方式、超超临界机组的经济运行负荷、超超临界机组给水处理方式及凝结水精处理配置方式等,同时建立了超超临界锅炉垂直管屏式和螺旋管圈式水冷壁受热面的传热数学模型,提出了一种通过水冷壁背火侧三个特征点温度来间接监测向火侧危险点温度的方法(背火侧三点法)。

超超临界机组技术涉及面广、技术难度大,需要多行业、多学科的共同配合与支持。我国要完全实现具有自主知识产权的超超临界机组设计、制造和加工并将之应用于实际工程建设,今后还有很多工作要做。

2.5.2 超临界、超超临界发电厂

截至2005年底,我国进口的超临界机组共有20台,总容量为11400MW,其中,最大单机容量为900MW,最长运行时间已有13年,积累了丰富的运行经验,形成了一批掌握超临界机组安装、调试和运行技术的队伍。我国现役引进的超临界机组有华能石洞口第二电厂 $2\times 600\text{MW}$ 、华能南京和营口电厂各 $2\times 300\text{MW}$ 、依敏和盘山电厂各 $2\times 500\text{MW}$ 、绥中电厂 $2\times 800\text{MW}$ 、上海外高桥电厂 $2\times 900\text{MW}$ 、福建后石电厂 $6\times 600\text{MW}$ 的超临界机组。

作为国家“十五”重大技术装备国产化依托工程的河南沁北电厂 $2\times 600\text{MW}$ 超临界火电机组,分别于2004年11月23日和2004年12月13日投产发电。河南沁北电厂工程是第一个国产600MW超临界火电机组项目。目前,我国制造的600MW超临界机组,参数为 24.2MPa 、 $538^\circ\text{C}/566^\circ\text{C}$ 和 24.2MPa 、 $566^\circ\text{C}/566^\circ\text{C}$,已生产104台。

华能浙江玉环电厂 $2\times 1000\text{MW}$ 超超临界机组为国家高技术研究发展计划(863计划)“超超临界燃煤发电技术”课题的依托工程。2006年11月18日和12月4日,玉环电厂一号机组和山东华电邹县电厂七号机组两台国产超超临界1000MW机组相继投产。到目前为止,全国投运和在建的国产1000MW和600MW超超临界火电机组约有70多台。

600MW和1000MW级超(超)临界机组将成为我国燃煤火电发展的主力机组。

3 超临界、超超临界机组的发展趋势

配有烟气污染控制技术的超超临界燃煤发电机组在技术上具有先进性、成熟性,在经济上具有良好的效益,而且又有较好的环保特性,是一种在国际上已经规模化商业运行的高效、低污染的燃煤发电机组。该发电机组在诸多洁净煤发电机组中最具技术继承性,技术难点也较少,最有条件在短期内实现规模化生产。再结合我国电力设备制造工业和电力工业的具体国情,就目前阶段来看,超超临界加烟气污染

控制发电技术是一种最适合我国国情、最具发展潜力,在我国目前最有条件发展并可为电力工业提供新一代主流装备的洁净煤发电技术。

为进一步降低能耗和减少污染物排放,改善环境,在材料工业发展的支持下,超临界机组正朝着更高参数的超超临界的技术方向发展。国外超超临界机组参数发展的近期目标是主蒸汽压力为 31MPa ,蒸汽温度为 620°C ,并正在向更高参数的水平发展。

从1983年开始,欧洲实施了COST 501计划和COST 522计划,目标分别是建立 $29.4\text{MPa}/600^\circ\text{C}/600^\circ\text{C}$ 、 $29.4\text{MPa}/600^\circ\text{C}/620^\circ\text{C}$ 的机组和开发应用铁素体钢的蒸汽参数为 $29.4\text{MPa}/620^\circ\text{C}/650^\circ\text{C}$ 的超超临界机组。COST 522计划始于1998年,到2003年结束,该计划开发应用铁素体钢的蒸汽参数为 $29.4\text{MPa}/620^\circ\text{C}/650^\circ\text{C}$ 的超超临界机组。

欧共体最近几年来正在进行的“AD700计划”的目的是论证和准备发展具有先进蒸汽参数的未来的燃煤电厂形式,其中关键部件将采用镍基高温合金。AD700计划的目标是使下一代超超临界机组的蒸汽参数达到 $37.5\text{MPa}/700^\circ\text{C}/700^\circ\text{C}$,从而使效率达到 $52\%\sim 55\%$ (对海水冷却方式达到 55% ,对内陆地区和冷却塔方式达到 52%),使温室气体 CO_2 的排放降低 15% ,并降低燃煤电厂投资。该计划预期在2014年完成,目前进展顺利。

从2002年开始,美国能源部又开始了—一个用于燃煤电厂超临界和超超临界机组的高温高强度合金材料的研究项目(VISION 21计划的一部分),以增强美国锅炉制造业在国际市场中的竞争力。该研究项目的五个主要目标如下:

- (1) 确定哪些材料影响了燃煤电厂的运行温度和效率。
- (2) 定义并实现能使锅炉运行于 760°C 的合金材料的生产、加工和涂层工艺。
- (3) 参与ASME的认证过程并积累数据,为成为ASME规范批准的合金材料做好基础工作。
- (4) 确定影响运行温度为 871°C 的超超临界机组设计和运行的因素。
- (5) 与合金材料生产商、设备制造商和电力公司一起确定成本目标并提高合金材料和生产工艺的商业化程度。

日本电力(J-Power,原为EPIC)在日本通商产业省支持下,从政府得到 50% 的补助金,与其他单位共同组织超超临界技术的开发,第一阶段目标是:第一步用铁素体钢达到 593°C ,第二步用奥氏体钢达到 649°C 。第二阶段目标是用新型铁素体钢达到 630°C 。日本三大设备制造公司对转子、汽缸、法兰、螺栓等主要部件进行了相应参数下的实物中间试验,50MW功率的中间实验机组已经投运。

第 2 章 超临界、超超临界机组的技术经济性能

1 机组热力参数优化及其对热经济性的影响

在发电循环中,蒸汽参数是决定机组的热经济性的重要参数。燃煤火电机组的热力系统是按朗肯循环进行的,提高蒸汽的初参数(压力和温度)及采用再热系统和增加再热次数都能提高循环的热效率。在一定范围内,新蒸汽温度或再热蒸汽温度每提高 10°C ,机组的热耗就可下降 $0.25\%\sim 0.3\%$ 。如果增加再热次数,例如采用二次再热,在同样蒸汽参数下热耗比采用一次再热下降的要多。常规亚临界循环的典型参数为 $16.7\text{MPa}/538^{\circ}\text{C}/538^{\circ}\text{C}$,发电效率约为 $38\%\sim 39\%$ 。超临界循环典型的参数为 $24.1\text{MPa}/538^{\circ}\text{C}/566^{\circ}\text{C}$,对应的发电效率约为 $41\%\sim 42\%$ 。超超临界参数实际上是在超临界参数的基础上向更高压力和温度提高的过程。通常认为,超超临界是指压力达到 $30\sim 35\text{MPa}$,温度达到 $593\sim 650^{\circ}\text{C}$ 或者更高的参数,并具有二次再热的热力循环。还有一种观点认为, 566°C 事实上一直是超临界参数的准则,任何超临界新汽温度或再热汽温度超过这一数值时也被划为超超临界参数范畴。

1.1 超临界参数的热力学概念

火电厂的工质是水,在常规条件下对水进行加热,当水的温度达到给定压力下的饱和温度时,将产生相变,水开始从液态变成气态,出现一个饱和水与饱和蒸汽两相共存的区域,这时尽管加热仍在进行,但汽水两相的温度不再上升,直至液态水全部蒸发完毕,干饱和汽才继续升温,成为过热蒸汽。但当温度超过临界温度 t_c 时,水的液相就不存在了,与临界温度相对应的饱和压力称为临界压力 p_c ,临界点的压力和温度是水的液相和汽相能够平衡共存的最高值,为固有物性常数。水的临界参数为: $t_c = 374.15^{\circ}\text{C}$, $p_c = 22.129\text{MPa}$ 。

在通常情况下,为了把水从液态加热到汽态,一般需要有蒸发过程的汽化潜热,但是在临界点 C 以及超临界状态时,将看不见蒸发现象,水在保持单相的情况下从液态直接变成气态。一般,将压力大于临界点 p_c 的状态范围称为超临界区,压力小于 p_c 的范围称为亚临界区。水的物性只有超临界和亚临界之分,超超临界与超临界是人为的一种区分,也可理解为优化的或高效的超临界参数。

图 8.2-1 表示亚临界、超临界及超超临界状态下,不同压力工质在 $h-p$ 图上的加热过程,图 8.2-2 为水在亚临界锅炉和超临界锅炉加热的相变过程。

1.2 温度

对于一定容量的机组,当蒸汽初压不变时,提高蒸汽初温,循环效率将会提高。同时,初蒸汽比体积增大和低压缸排汽湿度减小,汽轮机的内效率也可提高,对提高电站热经济性有利。蒸汽初温提高主要受材料的许用温度限制,当初温提高到一定程度时,锅炉的过热器和再热器、汽轮机的高中压进汽部分的材料将采用热强度高的奥氏体合金钢。

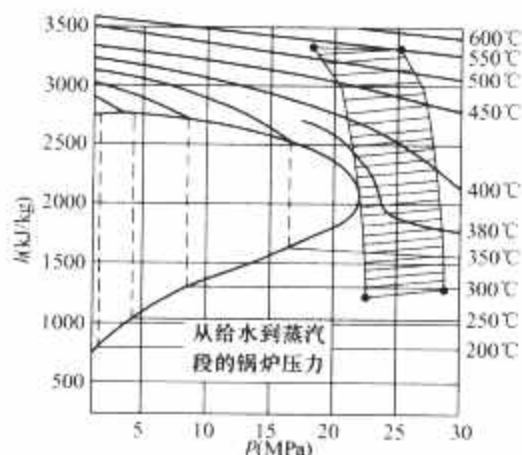


图 8.2-1 不同压力工质在 $h-p$ 图上的加热过程

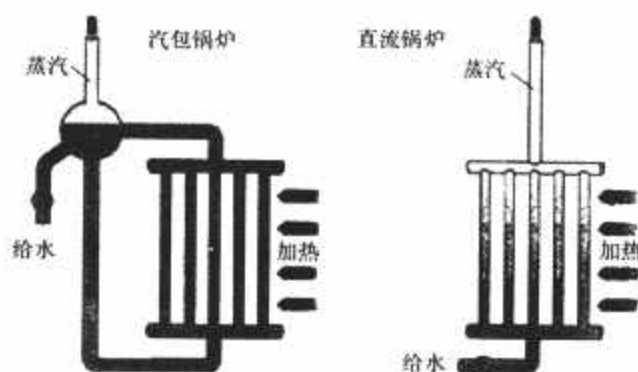


图 8.2-2 水在亚临界锅炉和超临界锅炉加热的相变过程

关于蒸汽温度参数的选用,由于美国、日本和欧洲 625°C 新型高温材料的开发成功,超超临界汽轮机的主蒸汽和再热蒸汽温度已经提高到 $580\sim 593^{\circ}\text{C}$,在 2003~2004 年计划投运的一些机组蒸汽温度将超过 600°C 。根据分析,在主蒸汽压力不变的情况下,主蒸汽温度和再热蒸汽温度从 $538^{\circ}\text{C}/566^{\circ}\text{C}$ 提高到 $593^{\circ}\text{C}/593^{\circ}\text{C}$,机组热效率能够提高 $2\%\sim 2.5\%$ 。目前正在研制中的超超临界机组温度参数将达到 $700^{\circ}\text{C}/720^{\circ}\text{C}$ (40MPa),其热效率将达到 55% (深海水冷却) 或 52% (内陆电厂)。为了使超超临界机组降低制造成本,提高市场竞争力,开发热强度性高、工艺性好、价格低廉的高温材料是最关键的问题。蒸汽初温对机组净效率提高的影响如图 8.2-3 所示。

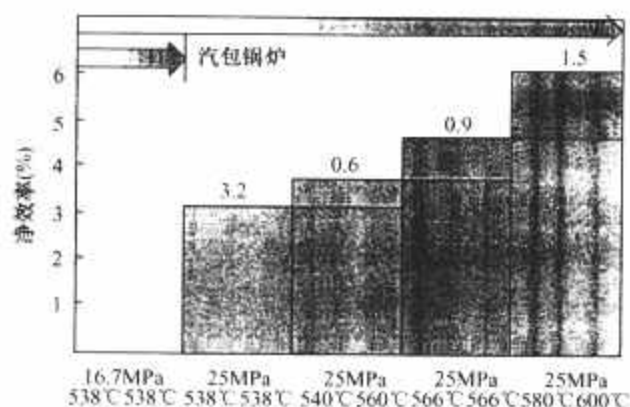


图 8.2-3 蒸汽初温对机组净效率提高的影响

1.3 压力

当蒸汽初温不变仅提高初压时,一定范围内可提高机组热效率。但单独提高初压过大,机组热效率反而会降低,主要原因是初压提高时蒸汽比体积减小,将使汽轮机超高压通流部分叶片高度减小,甚至需要采用部分进汽,这样将使叶片级的二次流损失和轴封漏气损失都增大,将抵消一部分提高压力参数所带来的好处。同时,低压缸的排汽湿度将随初压的提高而增加,加大湿气损失,使汽轮机的热效率下降,另外还将增加末级叶片水蚀程度。在初温一定的情况下,机组存在一个最佳初压,超过最佳初压后,机组的热耗率将趋于上升。据分析,在相同的温度下,将主蒸汽压力从24.1MPa提高到31MPa,超超临界机组热效率能够提高1%~1.5%。最佳初压与机组的热耗率关系曲线如图8.2-4所示。

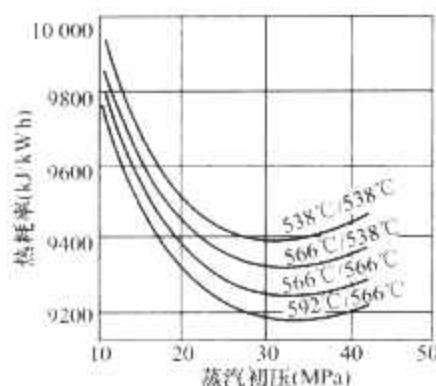


图 8.2-4 最佳初压与机组的热耗率关系曲线

关于超超临界机组压力的选用,欧洲国家的压力选取比较高,基本上在27~30MPa范围内。但日本选用的压力比较低,除川越的两台机组选用了31MPa外,其他大部分为24~25MPa。据分析,提高压力参数,汽轮机的超高压部分的体积流量将减小,通流部分的气动损失将增加。另外,提高压力需要增大机组用材量,从而提高机组的制造成本,使市场竞争力减弱。因此,日本在1993~2003年投运的超超临界机组的主蒸汽压力均为24~25MPa。

1.4 再热

为了提高大容量机组的经济性,通常采用中间再热的办法提高热力循环的平均吸热温度,以降低热耗。采用中间再热,还可以减小低压末级的排汽湿度,提高汽轮机效率和延长末级叶片寿命,目前世界上投运的超临界或超超临界机组均采用中间再热。在材料性能允许的情况下,提高再热温度对经济性有利,通常再热温度与蒸汽初温选在同一水平,在中压缸进汽压力较低的情况下,为了降低排汽湿度,也有将再热温度提高到高于初温水平的情况。一次再热和二次再热循环热力系统如图8.2-5所示。

关于再热次数,采用二次再热比一次再热更能提高机组的热力性能,采用超超临界压力和温度后,二次再热的收益将进一步提高。如前所述,机组在相同的蒸汽参数下采用二次再热循环能使热效率提高1.5%~2.0%。但是同时要指出,采用二次再热的超超临界机组可能得到热耗率的明显改善,但同时必须评估由于锅炉受热面、蒸汽管道的增加以及汽轮机的设备复杂性和材料价格而引起的电厂造价的增加。据报道,丹麦的两台二次再热的超超临界机组热效率虽然比常规的超临界机组提高了约4%,但机组造价要增加约15%,热效率提高获得的收益将有相当长时间用于抵消增加的造价。世界上已运行的超超临界机组真正采用二次再热的

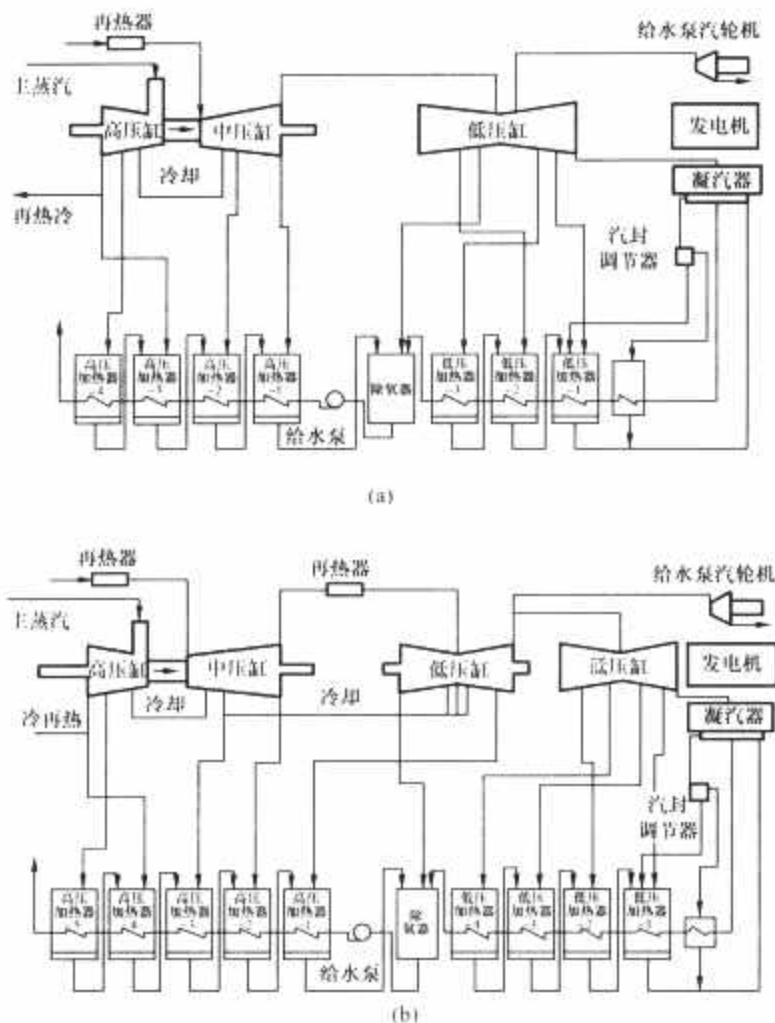


图 8.2-5 一次再热和二次再热循环热力系统
(a) 一次再热; (b) 二次再热

并不多。

当蒸汽初参数和再热温度一定时,再热压力相对经济性有一最佳值。对于二次再热循环的超超临界机组,一、二次再热压力最优化通常的结果是,一次再热压力选为低于热力学最优值,而二次再热压力一般选为略高于热力学最优值,以降低低压部分的进口蒸汽温度。

1.5 容量

关于超超临界机组容量的选择,一般情况下应把容量选得大些,理由是:①因为超高压部分蒸汽体积流量很小,如果机组容量选得不够大,通流部分叶片高度过小,将引起气动损失增大,使提高参数带来的热经济性不明显;②单机容量增大,降低了按千瓦分摊的设备费用、土建费用以及其他辅助设施费用,而使电厂的比投资明显降低。但是单机容量的增加主要受全转速末级叶片长度的限制,美国和日本在1000MW以上的大容量机组之所以大量使用双轴汽轮机,是因为电网频率为60Hz,在大容量和高转速的情况下,不得不采用汽轮机双轴系设计方案,即高压缸及再热中压缸部分采用全速设计,直接与全速发电机连接,低压缸部分采用半速设计,与另一台半速发电机连接,并与高中压全速轴系并列。这种双轴设计的转速对60Hz机组有3600r/min和1800r/min,对50Hz机组有3000r/min和1500r/min。双轴式汽轮发电机组的造价比单轴式高得多,而且要求较大的厂房面积和更复杂的电气系统。日本在用于3000r/min汽轮机的1092.2mm末级长叶片开发成功后,才开始着手进行1000MW单轴多缸汽轮机组的设计制造。因此,超超临界机组的容量选择应根据目前国内汽轮机行业的设计制造能力水平合理选取。

超超临界机组容量的选择另一个考虑因素前面已经提到,源于GE公司和西屋公司的超超临界技术,其结构特点

是以700MW容量作为汽轮机高中压合缸与分缸的分界线,超过700MW高中压采用分缸布置后,高压缸将改为双流,使高压叶片高度减小,效率下降,成本产生向上的突跳。从成本及效率的角度考虑,应尽量增加机组的功率,以提高效率,降低成本。因此,从日本投运的超临界和超超临界机组中,基本没有容量在700~900MW之间的机组。

1.6 给水加热级数

为了在超超临界蒸汽参数下最大限度地获得热耗率的改善,给水加热器的布置和最终给水温度应进行最优化。在选用较高蒸汽参数的情况下,给水加热器的数量将增大,给水加热的级数可以增加到10级,从而获得较高的最佳最终给水温度。同时,在超超临界循环中还选用温度高于再热点的加热器(HARP),以进一步提高最终给水温度,使机组进一步获得收益。研究表明,在热力学最优化点对热耗率进行比较,采用HARP带来的改善大约可达0.5%。同时采用HARP后,可以降低最佳再热器压力,而获得较高的最佳最终给水温度,这两个参数对锅炉的设计和造价将产生有利影响。

1.7 汽轮机背压

建在海边和大江大湖边的电厂,能够获得较低温度的循环水,通过降低凝汽器压力,可以进一步提高机组热效率。如果利用新开发的汽轮机末级长叶片增加低压缸排汽通流面积,则能够将汽轮机的排汽压力控制在2.5kPa左右,与常规汽轮机背压为4.9kPa相比,可提高循环热效率2%左右。

2 超超临界机组容量、参数与结构选择

单机容量的大小与机组所在电网的总容量及容量裕度、初投资、技术难度及运输条件等因素有关。就电网总容量而言,按美国的准则,单机容量不大于系统总容量的10%。因此,我国各大电网和不少省区都具备建设1000MW级机组的条件。

2.1 锅炉

2.1.1 锅炉容量

锅炉单机容量增加,锅炉尺寸必然加大,水冷壁、过热器、再热器等受热面结构更为复杂,尾部烟道必须采用双烟道或三烟道,主蒸汽、再热蒸汽管道口径放大,厚度会增加,蒸汽管道布置、强度设计、结构设计、安全保护等变得非常复杂,投运后的运行、维护工作量也会大大增加。随着大型锅炉设计技术的不断改进和提高,上述技术难题逐步得到解决和完善。

当前,600MW容量等级的机组在我国呈现为亚临界和超临界参数共存的局面,如果容量再大,则拟采用超超临界参数锅炉。我国发展超超临界锅炉的最低容量应不小于600MW。如采用螺旋管圈单炉膛形式,则容量的进一步增大受螺旋管圈水冷壁吊挂结构复杂化和管屏热偏差增大的限制;目前,螺旋管圈单炉膛布置形式的最大单机容量为1050MW。垂直管屏必须解决低质量流速水动力安全及传热恶化问题;目前,可滑压运行的垂直管屏布置形式的最大单机容量为1000MW。

锅炉单机容量亦并非越大越好。苏联、德国、日本等国经过多年分析研究得出,提高单机容量虽可提高机组效率,但当容量增加到一定的程度(1000MW)后,再增加容量对机组热效率影响已不明显。

一般情况下,增大机组容量可降低单位制造成本,提高经济效益:如一台300MW机组亚临界四角煤粉燃烧锅炉设备总质量约8000t,而一台600MW亚临界煤粉锅炉设备总质量约14000t,在负荷增大一倍情况下,锅炉金属质量只增加了75%。因此对机组投资而言,容量越大,单位投资就越节省,一般单位造价投资可节省约9%,经济效益明显。

2.1.2 蒸汽参数

机组的蒸汽参数是决定机组热效率,提高热经济性的重要因素。热力循环分析表明,提高蒸汽的温度对提高机组热效率更有益。从理论上讲,超超临界机组蒸汽参数越高,热效率也随之提高。图8.2-6表示蒸汽温度一定时蒸汽压力变化对机组热效率的影响,图中当压力低于30MPa时,机组热效率随压力的提高上升很快;当压力高于30MPa时,机组热效率随压力的提高上升幅度变小。

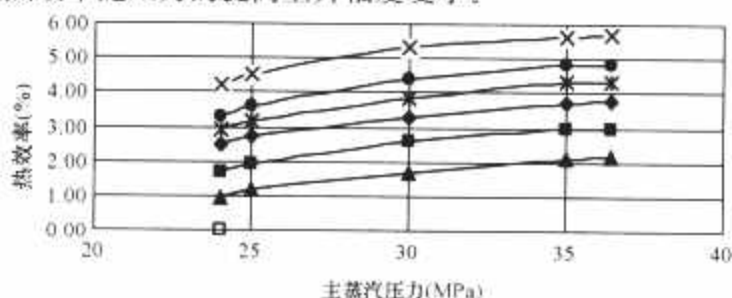


图 8.2-6 蒸汽温度一定时蒸汽压力变化对机组热效率的影响



图8.2.7、图8.2-8分别表示一次再热、二次再热机组蒸汽参数变化对机组热效率的影响。一次再热时,在压力一定的情况下,蒸汽温度从540℃/540℃提高到600℃/620℃,机组热效率约提高3.5%;同样蒸汽温度下,二次再热机组与一次再热机组相比,机组热效率可提高2%。

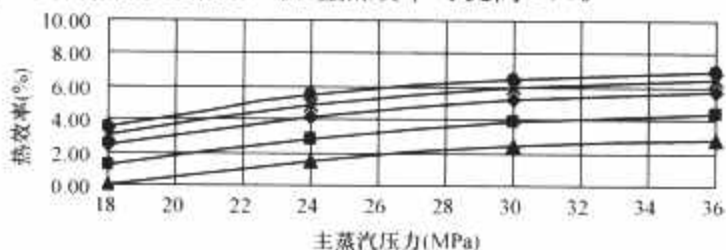


图 8.2-7 一次再热机组的蒸汽参数变化对热效率的影响

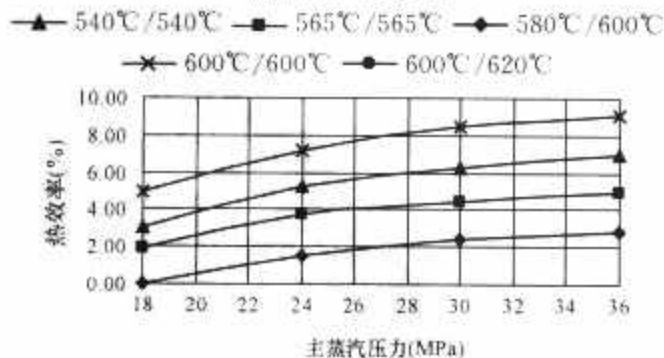


图 8.2-8 二次再热机组的蒸汽参数变化对热效率的影响



2.1.3 锅炉蒸汽参数方案的选择

根据蒸汽参数与机组热效率之间的关系和国外超超临界技术的发展水平与实际运行情况,以及超临界与超超临界锅

炉新型耐热钢的性能、价格及其在我国的应用状况,我国超超临界锅炉的主蒸汽压力采用 25~28MPa,蒸汽温度以 580~600℃ 为宜。这样,锅炉水冷壁可采用 13CrMo44,过热器与再热器高温段的材料可根据管壁温度的不同分别采用 T91 (壁温低于 650℃ 区域)、TP304H 和 TP347H (壁温高于 650℃ 区域) 等。

2.2 汽轮机

2.2.1 汽轮机进汽参数和内效率的热经济性分析

整个电厂的热经济性包括汽轮机热力系统的热耗、锅炉效率及管道损失、厂用电率 (包括厂变电损失) 三部分。汽轮机热力系统经济性的指标参数——设计热耗 (不考虑机组运行后的老化) 实际与电动机效率、锅炉压损、加热器等辅机的性能、抽汽管道压损、给水泵效率、参数、汽轮机内效率、汽封间隙等八方面因素有关。汽轮机的技术经济分析,仅针对参数和汽轮机内效率两个方面。

2.2.1.1 进汽参数与汽轮机内效率的联合论证

对不同参数下不同汽轮机设计性能的分析对比,必须采取进汽参数与汽轮机内效率联合论证的方法,与单纯的热力系统分析存在一定的差异。

(1) 针对不同容量的 6 种积木块,为保证轴系及总体配置有可靠的运行业绩,在积木块 (总体框架) 不变的情况下,各高、中、低压积木块通流部分的最大轴向距离和转子允许的直径范围是确定的,各积木块 (汽缸) 分缸压力范围也是基本确定的。

(2) 按自动优化设计程序确定不同进汽参数下的最佳效率及强度合格的通流部分尺寸 (级数、叶型、高度、宽度),并完成通流部分各级叶片及隔板的气动、效率及安全性计算,程序还自动输出完整的通流设计图。

(3) 进行上述通流部分叶片级的逐级热力计算和回热系统热平衡的联合计算。

2.2.1.2 进汽温度和压力对机组热耗的影响

如上所述,对一台给定的汽轮机组,其温度、压力参数对热耗的影响与按不同参数设计的汽轮机是有明显差异的,热耗并非单纯地随着温度和压力的提高而降低,而且还与汽轮机的内效率有关,这是由于在轴向和径向尺寸限制下,参数变化时所设计的叶片级的焓降及速比不可能都处在最佳数值。不同参数及机型高压前几级的端损差异很大,端损是影响高压叶片级效率的主要因素,影响程度随着叶片高度的减小而增加。对一定的叶型和转子直径,高压端叶片效率是调节级后体积流量 q_v 的函数。

这里讨论的汽轮机高中压缸效率是以缸的排汽温度为依据,因此,进汽温度的影响程度还与汽缸高温汽封的结构有关,如 700MW 机组采用高中压合缸与 900~1300MW 机组采用高中压分缸双流的不同情形,参数的影响规律将有所不同。

下面分别阐述体积流量、压力、温度、功率等级等几个方面对汽轮机效率及经济性的影响。

2.2.1.3 高压体积流量对高压缸效率的影响

在影响 q_v 的三个参数中,流量 q 与功率等级以及积木块结构是单流还是双流有关,流量 q 对效率的影响幅度最大。不同机型、不同功率机组的高压缸效率相差很大,典型的例子如:对按同样进出口参数,同为单流程的亚临界 300MW 与 600MW 机组,其高压缸效率因流量相差一倍,分别为 85% 及 88.3%,相差 3% 以上。高压缸叶片级的通流量是确定经济性的重要因素之一。高压体积流量对高压缸效率的影响曲线如图 8.2-9 所示。不同机型及功率等级机组

的主蒸汽压力对高压缸效率的影响如图 8.2-10 所示。

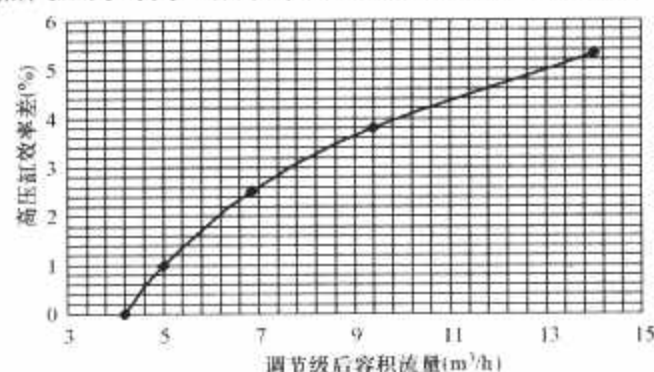


图 8.2-9 高压体积流量对高压缸效率的影响曲线

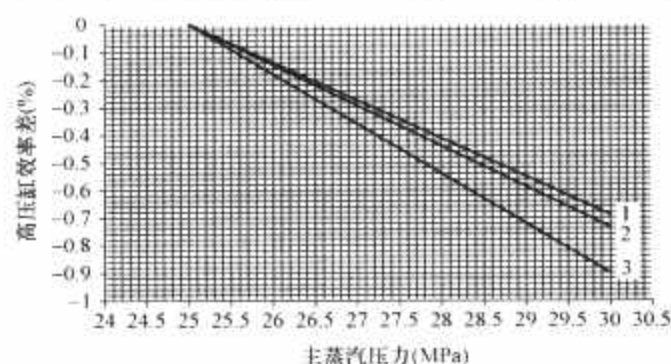


图 8.2-10 不同机型及功率等级机组的主蒸汽压力对高压缸效率的影响

1—高中压合缸的 700MW 机组; 2—双轴的 1300MW 机组;
3—单轴 900MW 机型

2.2.1.4 不同压力、温度对高压缸效率的影响

图 8.2-11 所示为主蒸汽压力与高压缸效率的关系曲线。计算时,中压缸的设计是通用的,加上等功率条件,因此温度对高压缸体积流量的影响很小。此时,主蒸汽温度及再热温度升高引起调节级、高中压级的焓降分配,汽封漏气混合比变化等其他因素使高压缸效率反而略有下降。

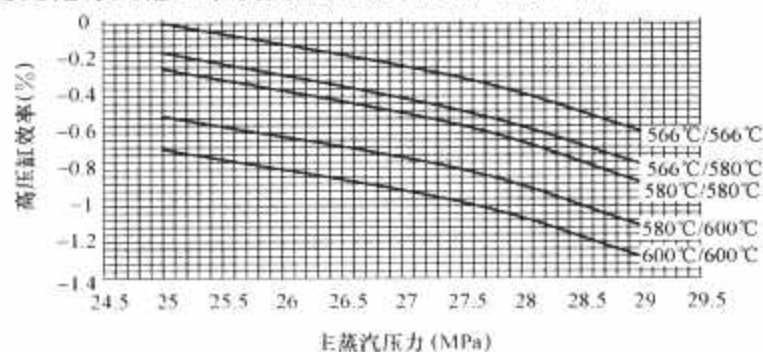


图 8.2-11 主蒸汽压力与高压缸效率的关系曲线

从 8.2-11 可以看出:

(1) 定功率条件下,蒸汽温度升高 10℃,高压缸效率约下降 0.1% 数量级。

(2) 主蒸汽压力升高,调节级后的压力相应升高,使蒸汽比体积下降,效率下降。该曲线的数据与前面主蒸汽压力—效率关系曲线是一致的。

2.2.1.5 不同压力、温度对机组热耗的影响

图 8.2-12 所示为主蒸汽压力与机组热耗的关系曲线。从图 8.2-12 可以看出,由于考虑了蒸汽参数对高压缸通流效率的影响,因此温度压力对所设计机组热经济性的影响比通常某一机组的温度压力热耗修正量要小得多 (约 50%)。简单归纳为,10℃ 过热温度影响热耗约 0.25%; 10℃ 再热温度影响热耗约 0.20%; 进汽压力在不超过 27MPa 的范围内,1MPa 压力约影响热耗 0.25%; 在更高压力情况下,由于积木块轴向长度的限制与压力升高焓降增加的矛盾,通流部分速比的影响减少了压力的得益,1MPa 影响热耗在

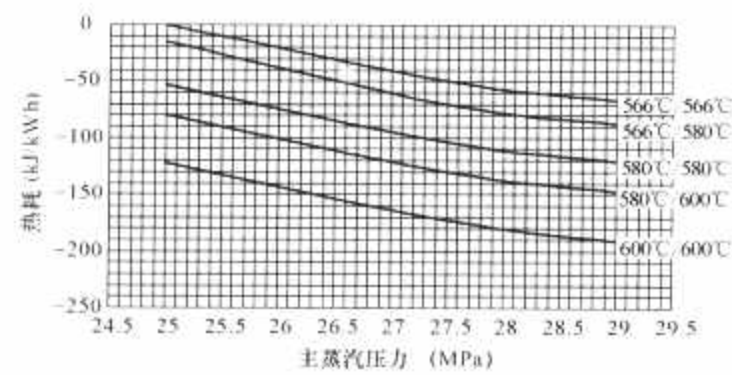


图 8.2-12 主蒸汽压力与机组对热耗的关系曲线

0.1%~0.15%。

2.2.2 背压及长叶片

汽轮机所能发出的最大功率主要取决于通过汽轮机的最大流量。而汽轮机的最大流量又取决于叶片的通流能力。蒸汽膨胀到末级出口压力时，体积流量达最大值，所需要的排汽面积也最大，即汽轮机大容量化需要很大的排汽面积。

在不增大末级通流面积的情况下，增加汽轮机的进汽量，是可以增大功率的。但是，由于末级动叶排汽速度增大了，余速损失亦随之增大，使得汽轮机的效率降低。一般，末级余速损失为整机理想焓降的 1.5%~3%，绝对值不超过 25~42kJ/kg，相应的速度为 224~289m/s。因此，为了提高汽轮机功率，只有通过增大汽轮机末级叶片的通流面积来实现。增大通流面积的方法有以下两种途径。

- (1) 增加低压缸的数量，使低压排汽口的数量增多。
- (2) 增大末级叶片的长度，使单个排汽口的面积增加。

低压缸的数量不能无限制地增加。因为低压缸的数量越多，使得轴系越长，轴系的稳定性就差，设计难度也大。从轴系长度限制的角度考虑，目前国内和国际上的大容量机组单轴汽轮机有业绩的汽缸总数最多为 5 个，即双流低压缸不超过 3 个，排汽口不超过 6 个。单个排汽口的面积取决于末级叶片的长度，末级叶片的长度受限于合金钢或钛合金的强度极限。

汽轮机的终参数，也就是汽轮机背压，对汽轮机的容量也有很大的影响。汽轮机背压降低后，蒸汽的比体积变化极大。例如，背压由 4.9kPa 降为 4.5kPa，比体积从 28.737m³/kg 增加到 31.14m³/kg，变化幅度达 8%，降低

末级叶片的通流能力也达 8%。因此，背压降低，会使汽轮机的功率降低。例如，西门子公司生产的，2002 年在 Niederaubern 电厂投运的 1025MW 机组末级叶片的长度与外高桥电厂 900MW 机组的一样，但由于冷凝器背压低 (2.9kPa/3.5kPa)，要采用三个低压缸六排汽 (比外高桥电厂 900MW 机组多一个低压缸两个排汽口)。又如，哈尔滨汽轮机厂四缸四排汽 1220mm 末级叶片在常规背压 (4.9kPa) 时机组适合的功率为 983MW，而在低背压 (4.1kPa) 时机组适合的功率仅为 836MW。

排汽压力通过蒸汽比体积影响汽轮机低压缸末级的排汽面积。由于决定汽轮机低压缸末级排汽面积的末级叶片的发展难度高、周期长，因此每个制造厂都只有构成系列的几只常用的末级叶片，以适用于不同功率、不同负荷变化特性及不同背压的汽轮机。

汽轮机排汽压力取决于环境温度及冷却方式。我国地域广大，各地气候差异很大，一年中环境温度又随气象而变化。发展超超临界机组，应考虑各地及不同冷却方式所决定的汽轮机排汽压力。

在较低排汽压力的条件下，当缺少成熟的末级长叶片时，大容量机组将不得不采用增加排汽口数的方案。但排汽口数也受限制，有业绩的最多为 6 个，这种情况将对机组容量产生约束。

背压对热经济性的影响取决于排汽体积流量 (排气量与背压) 以及汽轮机低压末级叶片长度 (末级叶片的排汽环形面积与喉部面积)。要充分发挥低冷却水温的效益，必须有与排汽体积流量相匹配的低压缸末级长叶片。根据对 50Hz 机组的统计，在末级长叶片的出汽角范围内，对 20℃ 冷却水温，4.9kPa 背压下的每 100MW 相应的末级排汽面积一般为 5~5.6m²，见表 8.2-1。末级叶片适用的背压 (冷却水温) 及功率范围见表 8.2-2。

表 8.2-1 每 100MW 相应的末级排汽面积

背压(kPa)	4.9	4.4	3.92	3.43	2.94
排汽面积(m²)	5~5.6	5.5~6.2	6.2~6.9	7~7.84	8.1~9.1

表 8.2-2 末级叶片适用的背压 (冷却水温) 及功率范围

末级叶片高度 (mm)	排汽面积 (m²)	最适合的功率范围 (MW)				
		4.9kPa (20℃)	4.4kPa (18℃)	4.0kPa (16℃)	3.5kPa (14℃)	3.0kPa (11℃)
1218	45.2	1000~900	922~820	820~740	730~650	630~560
1218	50.0	1025~914	932~831	833~743	732~653	633~564
1280	53.6	1072~960	975~873	872~780	766~686	662~593
1218	76.8	1536~1371	1396~1246	1249~1115	1097~979	948~846
1280	80.4	1608~1437	1462~1306	1307~1168	1149~1026	993~887

由表 8.2-2 可知，上述长叶片系列也能满足低冷却水温地区的需要，但随着冷却水温的下降，最佳的功率将减小。例如，对钛合金 1218mm 叶片的四排汽，相应于 18℃ 冷却水温，4.4kPa 设计背压，最佳的功率为 900MW；而相对于 11℃ 冷却水温，3kPa 设计背压，最佳的功率为 600MW 等级。由于 ILB 叶片的强度设计余量很大，因此，上述叶片也能在超出最适合功率条件下应用，但末级余速损失将相应增加。

机组功率及背压确定后，可为机组的冷端技术经济综合分析提供相应长叶片的微增出力曲线。图 8.2-13 所示为

1218mm (25m²) 长叶片在四排汽及六排汽条件下，不同进汽量的背压—热耗曲线。

2.2.3 汽轮机容量与经济性关系

汽轮机容量涉及高、中、低压缸的积木块形式，由于轴系特性对转子轴向长度的限制，单流程的高、中压缸最大不超过 700MW，大于该容量的高中压缸为双流程。此外，受单轴及低压排汽面积的限制，在 1300MW 等级将采用双轴及排汽面积更大的半速低压缸。受汽轮机高压缸 (分合缸) 和单双轴结构形式的影响，容量与经济性的关系并非连续。

图 8.2-14 所示为背压 4.9kPa 及同样进汽参数条件下，

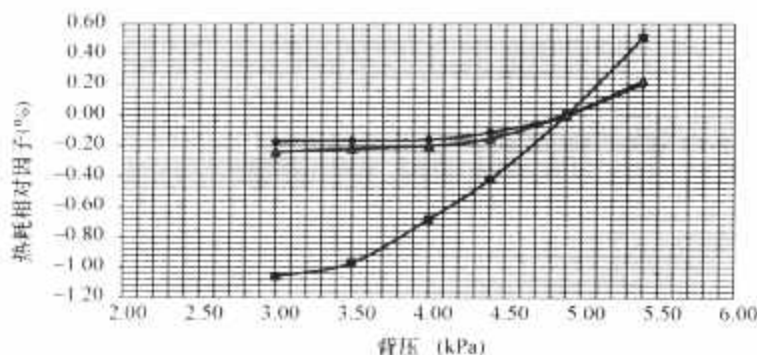


图 8.2-13 背压—热耗曲线

— 100%额定流量, 1218 叶片 — 70%额定流量, 1218 叶片
— 100%额定流量, 1280 叶片

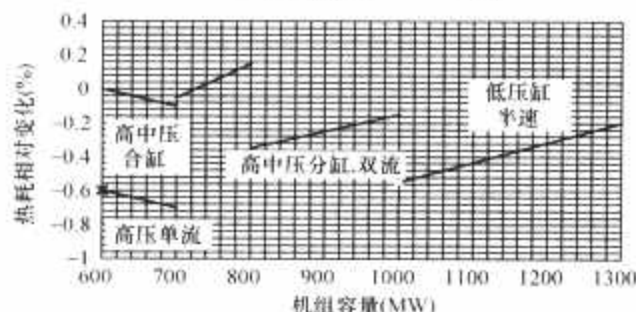


图 8.2-14 机组容量与热耗的关系曲线

机组容量与热耗的关系曲线。

2.2.4 排汽湿度特性

选用不同的主蒸汽压力相匹配的再热压力及再热温度将引起机组排汽湿度的变化, 表 8.2-3 为不同进汽参数下机组的末级排汽湿度, 与亚临界 16.7MPa/538℃/538℃ 机组的末级湿度 0.906 9 对比, 当进汽压力为 25MPa 时, 600℃ 的湿度才与亚临界机组相当。

温度 (℃)	566/566	566/580	580/580	580/600	600/600
$p_0=25\text{MPa}$	0.897 8	0.902 3	0.9028	0.909 1	0.909 8
$p_0=31\text{MPa}$	0.888	0.892 7	0.893	0.899 7	0.900 3

在材料许可的范围内, 应尽量提高再热蒸汽的温度, 以减少湿气损失。同时, 在超超临界汽轮机中必须采取有效的去湿技术, 如低压缸采用的蜂窝式汽封可大大减少发生水蚀的可能性, 并提高效率。

2.2.5 材料的选择

对于超超临界汽轮机, 进汽参数的提高, 高中压部分有关部件如汽缸、主调节阀阀壳、再热主调节阀阀壳、喷嘴、转子及调节级叶片等必须按温度压力选择相应的材料和进行相应的强度设计。近年来, 国外大量高温超临界机组成功投运, 针对 566、593℃ (600℃) 温度的材料已相当成熟, 并已列入标准。

2.3 百万千瓦级汽轮发电机

超超临界火电机组的汽轮发电机同亚临界或核电机组一样, 与超超临界的蒸汽压力、温度等参数的选用都没有关系, 但必须由汽轮机拖动, 其容量、转速主要根据汽轮机确定。当汽轮发电机的单机容量达到 900MW 及以上时, 由于汽轮发电机设计的固有特点, 就必须对其选用的电压及绝缘水平, 定子绕组电力与振动, 定子端部损耗与热点, 转子各部分的应力水平, 转子临界转速, 与汽轮机连接一起的轴

系振动和扭振, 发电机承受调峰、进相、负序和无励磁运行等非额定工况运行的能力等, 进行分析论证, 检查已有的运行经验、试验数据和安全裕度。

汽轮发电机单机容量在 900MW (2 极、50Hz) 及以上的火电厂全球仅有 12 家, 核电厂也只有十余家。各制造厂商具有运行业绩的最大容量发电机为: 西门子公司为 1100MW, 三菱公司为 843MW, 阿尔斯通为 930MW。

大容量发电机的运输问题也是需要考虑的重要因素之一。

当电厂为沿海 (江) 电厂或公路可至时, 汽轮发电机定子为整体运输, 以外高桥 900MW 机组为例, 发电机定子运输质量约为 450t, 最大外包装尺寸约为 10.3m×3.78m×4.04m, 需对运输方案、运输的车辆及承载结构选择等进行可行性研究。公路可用大型平板车运输, 水路可用船运至沿海 (江) 的码头。

当电厂为内陆电厂, 只能用铁路运输时, 汽轮发电机定子采用内外机座, 其中外机座运输质量为 100t, 内机座 (包括定子铁芯、定子线圈等) 运输质量为 360t, 铁路上可用钳夹车运输至电厂。发电机的内、外机座现场组装的工作量也较大。

2.4 超超临界机组参数与容量选择对机组造价的影响

超超临界机组采用更高的蒸汽参数, 能够明显提高电厂的热效率, 降低污染排放。但又由于压力提高将增加钢材用量, 温度提高将需要采用价格较高的高温、热强度好的材料, 采用二次再热增加了由锅炉、汽轮机和管道等组成的汽水系统复杂性, 因此机组造价将比常规亚临界机组提高。影响机组造价的因素较多, 但无疑与采用的温度、压力的高低有直接关系。在国外发表的技术资料曾经有过不少分析, 表 8.2-4 是其中一个算例, 以供参考。

部套	比投资 (美元/kW)	亚临界 16.6MPa/538℃ /538℃ 比投资	超临界 24.0MPa/538℃ /566℃ 比投资	超超临界 31.1MPa/593℃/ 593℃/593℃ 比投资
锅炉 (含钢结构)		142.94	153.09	163.52
锅炉岛管道		27.81	31.03	31.81
给水系统		28.06	28.62	29.18
汽轮机—发电机		79.20	82.37	83.95
汽轮机岛管道		16.25	15.44	15.43
小计		294.26	310.38	323.91
电厂其他投资		509.17	500.69	487.17
总计		803.43	811.07	811.08

由表 8.2-4 可知, 随着机组参数的提高和增加再热次数, 电厂各岛的比投资是增加的, 超临界机组比亚临界机组提高 5.5%, 超超临界机组又比常规超临界机组提高 5.5%。但是, 整个电厂的比投资超临界和超超临界机组都只比亚临界提高 1%, 这说明在同样的机组出力情况下, 由于热效率提高, 机组的功率密度增加, 电厂其他系统的相对比投资可以减少。

第3章 超临界、超超临界机组材料

1 材料对火电机组发展的重要性

火电机组的效率，主要取决于机组的参数，即蒸汽的压力和温度，参数越高，机组效率越高。提高机组参数不仅可以节约大量的一次能源，而且可以大大减少 SO_x 、 NO_x 、 CO_2 的排放，减少对人类生存环境的污染。而机组参数的提高，需要材料在高参数下具有足够的高温强度、高温耐蚀性和长期组织稳定性等，即需要能在服役条件下长期安全可靠运行的材料。目前，机组参数的进一步提高，将受到材料的制约。

提高超超临界机组参数带来的材料问题如下：

- (1) 原有材料高温强度不足。
- (2) 高温腐蚀。
- (3) 蒸汽氧化。
- (4) 热疲劳。
- (5) 固体粒子冲蚀。
- (6) 低压转子脆性。

超临界、超超临界机组在高温高压下长期运行，材料在这种环境下，不仅面临烟气腐蚀、蒸汽氧化，而且由于温度的提高，将可能承受更大的蠕变与疲劳引起的损伤。同时，由于工作温度高，材料从热力学的不平衡状态向平衡状态转变的动力增加，组织结构向平衡态转变的过程可能缩短，从而可能导致材料性能加速恶化。不同材料，这种变化的程度不同，且这种变化与服役条件有着密切的联系。因此，一种新材料即使在实验室的试验证明很好，仍不能断言这种材料在实际工况下运行一定很好，需经受实际工况的长期运行验证。

2 超临界、超超临界锅炉材料

超临界、超超临界锅炉材料，作为受压元件用材的共同特点与要求在第3篇锅炉用钢材一章已有详细叙述，本节主要介绍超临界、超超临界锅炉对材料的要求和特点及过热器、再热器、水冷壁、蒸汽管道、联箱用材料等情况。

2.1 过热器和再热器

锅炉的过热器与再热器管服役条件最为恶劣，金属壁温比蒸汽温度高约 $25\sim 50^\circ\text{C}$ ，偏差严重偏高。

2.1.1 持久强度

材料的持久强度必须满足设计要求，而材料的持久强度随着温度的提高而下降。因此，随着超超临界机组参数的不断提高，原用材料的高温强度明显不足，虽然通过增加管壁厚度可以降低钢管实际承受的应力，但壁厚的增加是受到限制的。通常，T91 允许的金属壁温不超过 593°C ；T92、E911、T122 允许的金属壁温不超过 620°C 。目前，如温度再高，就考虑选项用奥氏体钢 TP304H、TP347H、TP347HFG、Super304H、HR3C、NF709 等，在 700°C 以上就应选用 Ni 基合金。

2.1.2 烟气腐蚀

煤在燃烧时产生的烟气中存在 SO_2 ， SO_2 继续氧化与煤中的 Na、K 反应生成 Na_2SO_4 、 K_2SO_4 ，继而形成熔融的 Na-K-Fe 三元硫酸盐，导致管子在 $600\sim 750^\circ\text{C}$ 产生高温腐

蚀。腐蚀的严重程度与温度及这些物质的含量有关。温度在 600°C 以下，三元硫酸盐以固态形式存在，腐蚀轻微；在 750°C 以上，三元硫酸盐气化，腐蚀速度明显下降。降低烟气中的 SO_2 和煤灰中 Na_2SO_4 、 K_2SO_4 的含量，可减轻管子表面腐蚀。在腐蚀严重的环境中，限制材料最高使用温度的通常是材料的耐高温腐蚀能力，而不是高温强度。

材料抗烟气腐蚀的能力随着 Cr 含量的增加而增大，9% Cr 钢比 2%~3% Cr 钢耐腐蚀，12% Cr 钢比 9% Cr 钢耐腐蚀。实验表明，当 Cr 含量超过 30% 时，材料的抗烟气腐蚀性能达到饱和，腐蚀速度变化不大（如图 8.3-1 所示）。Na-K-Fe 三元硫酸盐的腐蚀主要发生在 $600\sim 750^\circ\text{C}$ 范围内， 720°C 附近腐蚀最严重。图 8.3-2 所示为三元硫酸盐存在的条件下短期试验得到的结果，图 8.3-3 所示为在实验锅炉中燃烧美国东部烟煤 16 000h 的试验结果，金属温度维持在 $600\sim 690^\circ\text{C}$ 范围内。结果表明，800H、HR3C 具有良好的抗烟气腐蚀能力，而 17~14CuMo 钢抗烟气腐蚀能力较差。

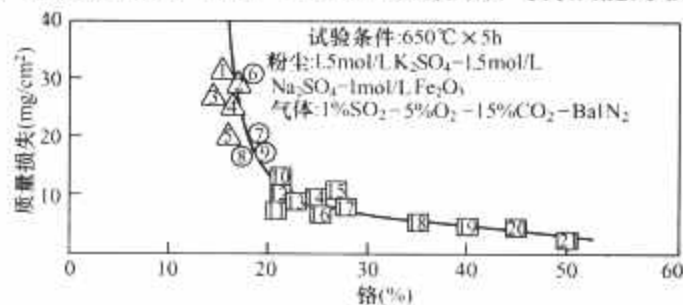


图 8.3-1 各种合金热腐蚀失重与铬含量之间的关系（称重法试验）

△17-14CuMo; △AN31; △Esshele 1250; △12R72; △15-15N;
⑥ TP347 (MITI); ⑦ TP321H; ⑧ TP347H (ASME); ⑨ TP347H (fine grain); ⑩ 800H; ⑪ 807; ⑫ 617; ⑬ 625; ⑭ 310S;
⑮ HK4M; ⑯ HR3C; ⑰ SZ; ⑱ 35Cr-54Ni-Nb; ⑲ 40Cr-50Ni-Fe;
⑳ IN-671; ㉑ Chromized

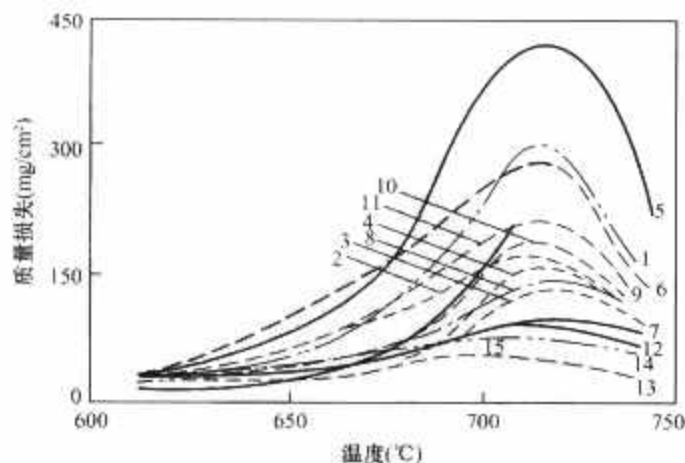


图 8.3-2 各种合金向火侧抗腐蚀的对照（称重法试验）

1—TP316H; 2—TP321H; 3—TP347H; 4—TP310; 5—17-14CuMo; 6—Esshele1250; 7—Incoloy 800H; 8—AISI314; 9—Tempaloy A-2; 10—HK4M; 11—YUS 170mod; 12—inconel 617; 13—in 671; 14—incoloy 807; 15—Chromized 17-14CuMo

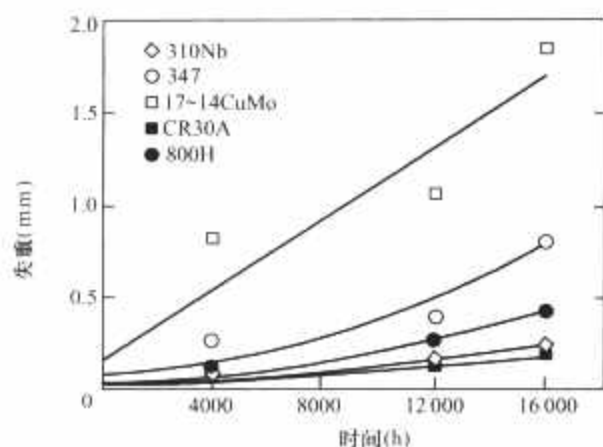


图 8.3-3 各种过热器金属在烧美国东部烟煤的锅炉中的失重 (测厚法试验)

2.1.3 蒸汽氧化

在高温无氧条件下，铁与水蒸气可直接反应生成 Fe_3O_4 ，反应式为



随着蒸汽温度的升高，氧化层生成速度加快，因此，超临界、超超临界锅炉过热器和再热器管子内壁的氧化现象比亚临界严重。氧化层影响管子的导热性能，且生长到一定厚度后，由于氧化物与基体金属的热膨胀系数不同，温度变化时，可能导致氧化层的剥落。氧化层的剥落，将使剥落处的基体金属失去保护，加速基体金属的氧化，使管壁减薄；剥落的氧化物，部分将随蒸汽进入汽轮机，使汽轮机的喷嘴、叶片产生固体粒子冲蚀；更为严重的是，剥落的氧化物随着数量的增加，可能导致过热器和再热器弯头堵塞，引起超温爆管。因此，对超临界、超超临界锅炉的过热器和再热器管材，要具有良好的抗蒸汽氧化性能；对管子内壁进行渗铬、喷丸、细化晶粒处理，都可提高钢管抗蒸汽氧化能力。

过热器、再热器选材时，不仅要考虑材料的持久强度和疲劳强度、耐烟气腐蚀和抗蒸汽氧化能力，同时还要考虑材料的焊接和加工工艺性能。对耐烟气腐蚀性能，还要考虑燃烧用煤种，不同的煤种燃烧时产生的烟气对材料的腐蚀差异很大。对严重腐蚀的烟气，可以考虑采用包覆管，用耐腐蚀的材料（如 IN72，Inconel671）包覆在具有足够持久强度而耐腐蚀性能欠佳的材料外面，以满足使用要求和达到经济实用的目的。

2.2 水冷壁

2.2.1 管壁温度

随着超超临界锅炉参数的提高和管子内壁垢层厚度的增加，水冷壁管的壁温会升高。欧洲的 Blum 曾探讨过这个问题，在 $625^\circ\text{C}/32\text{MPa}$ 参数下运行的锅炉，水冷壁的最高壁温可达 $500\sim 525^\circ\text{C}$ ，具体取决于管子内壁磁性垢层的厚度。随着水冷壁管的壁温升高，原来用的水冷壁管材料的持久强度不够，需要用持久强度更高的材料。就持久强度而言，T91 是合适的，在 COST 计划中也被证实可制成水冷壁，但需要在焊前预热和焊接后热处理，现场施工比较困难。欧洲开发的 T24 和日本发展的 T23、HCM12，不需在焊前预热和焊后热处理，是超超临界锅炉水冷壁比较合适的候选材料。

2.2.2 水冷壁腐蚀

美国在几台经改造采用低 NO_x 排放燃烧系统的锅炉中发现，低合金钢水冷壁的腐蚀严重，金属损耗达 $1\sim 3\text{mm}/\text{年}$ ，超临界锅炉水冷壁的腐蚀比亚临界严重。这种腐蚀产生在含 S 量超过 1% 的燃煤锅炉中，然而含 S 量与

腐蚀速率之间没有明确的关系。近来发现在氧化/还原循环或氧化条件下， FeS 沉积物的存在可以明显提高腐蚀速率。图 8.3-4 所示为 $0.5\%\sim 18\%\text{Cr}$ 钢在 FeS 沉积物和氧化性烟气条件下的腐蚀。由图可知包覆或堆焊含 Cr 量至少为 18%，最好在 20% 以上的合金能够确保低的腐蚀速率。

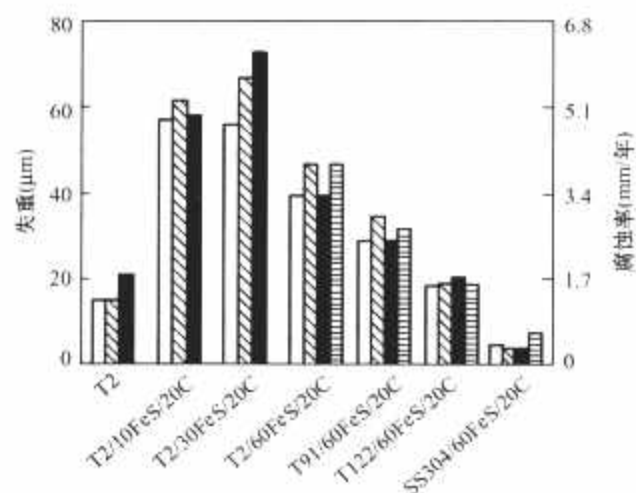


图 8.3-4 $0.5\%\sim 18\%\text{Cr}$ 钢在 FeS 沉积物和氧化性烟气条件下的腐蚀 (测厚法试验)

□ 质量损失 ▨ 去锈厚度
■ x 截面厚度 ▤ 内壁厚度

2.3 蒸汽管道和集箱

2.3.1 热疲劳

壁厚的增加、内外壁温差的增大、材料的热膨胀系数大和导热性差都会因温度变化导致热应力的增大，机组启停、变负荷以及煤质波动产生的热应力可能会引起厚壁件的热疲劳损伤或破坏。

蒸汽管道和集箱都属于厚壁部件，工质都是高温蒸汽，都需要焊接，且经受机组的启停等。因此，蒸汽管道和集箱对材料的要求基本相同，即在服役条件下具有足够的持久强度、良好的热疲劳性能、耐蒸汽氧化性能和焊接性能；不同的是，蒸汽管道中的蒸汽温度比较均匀，而集箱中的蒸汽温度随时间和位置的波动较大，以及集箱上焊有很多过热器或再热器的连接管，所以集箱对材料的热疲劳性能要求较高。由于奥氏体钢与铁素体钢相比，具有较大的热膨胀系数和较低的导热系数，容易产生热疲劳破坏，因此，在持久强度和耐蒸汽氧化性能能够满足使用要求的前提下，应优先选用铁素体钢。

2.3.2 持久强度

材料具有高的持久强度就可以获得高的许用应力，从而可以减小蒸汽管道和集箱的壁厚，以降低热应力。因此提高持久强度、减小热疲劳损伤是超（超）临界机组蒸汽管道和集箱材料的研制目标，温度更高时还要考虑材料的抗蒸汽氧化能力。传统的蒸汽管道和集箱材料主要是低合金 Cr-Mo 钢和 Cr-Mo-V 钢，如 P11、P22 和 $15\text{Cr}1\text{Mo}1\text{V}$ 钢，已不能满足超（超）临界机组的要求。在世界范围内对 $9\%\sim 12\%\text{Cr}$ 钢进行研究，成功研制了 P91、P92、E911、P122 大口径管，可用于制造超（超）临界机组蒸汽管道和集箱。P91 的许用应力是 P22 的 2.5 倍左右，但在 593°C 以下使用，P92、E911、P122 比 P91 具有更高的许用应力，可以应用于 620°C 以下的超超临界机组，而 P92 的长期组织稳定性可能更好一些。更高的温度下使用的蒸汽管道和集箱材料可选用 NF12、SAVE12 和 Ni 基合金。

具有高许用应力的材料，可使蒸汽管道和集箱的壁厚减薄，这不仅减少了热应力，还可降低成本。图 8.3-5 所示为

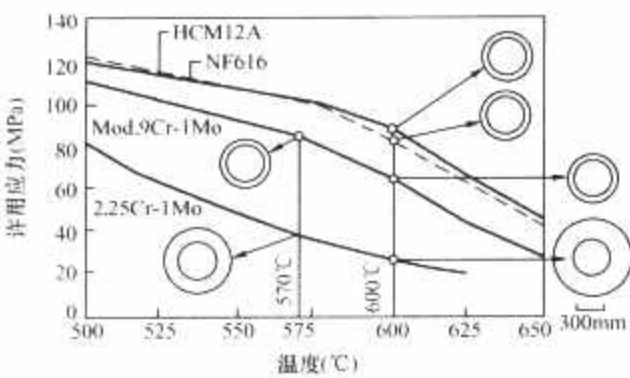


图 8.3-5 在 570℃ 和 600℃ 设计温度下主蒸汽管道壁厚的比较

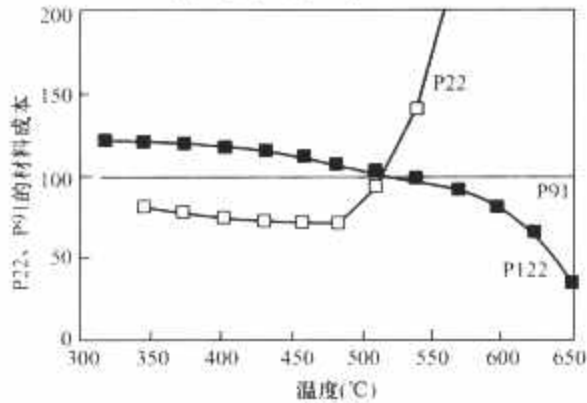


图 8.3-6 在 31MPa 蒸汽压力下，P22、P91 钢集箱材料的成本与温度的关系

在 570℃ 和 600℃ 设计温度下主蒸汽管道壁厚的比较。图 8.3-6 显示了压力为 31MPa 时，使用高强度钢的成本要比在 520℃ 使用 P22 的成本低。由于薄壁管道只需要较少的支吊架，减少了焊接工作量，并且更容易安装，因此实际的生产安装成本还会进一步降低。

表 8.3-1 是根据超临界、超超临界锅炉主要部件对材料的要求和实际使用情况选择的材料，仅供参考，实际选用时应注意利用新的研究成果。表 8.3-2、表 8.3-3 分别是锅炉钢管的化学成分和室温力学性能、许用应力；表 8.3-4 是锅炉用钢 10 万 h 持久强度为 100MPa 的许用温度。

表 8.3-1 超临界、超超临界锅炉主要部件选材			
锅炉主要部件	566℃/566℃ 级	600℃/600℃ 级	620℃/620℃ 级
集箱、蒸汽管道	P91, P22, P23	P92, P91	P92
末级过热器、再热器	T91, T92 TP304H, 347H	TP347HFG Super304H TP310HNBn	Super304H TP310HNBn NF709
水冷壁	下部	碳钢	T11, T12, T22
	上部	T11, T12, T22	T23, T24

表 8.3-2 锅炉钢管材料的化学成分

牌 号	C	Si	Mn	P≤	S≤	Cr	Ni	Mo	W	V	Nb	Ti	N	B	其他	其他牌号
T23/P23	0.04~0.10	≤0.50	0.10~0.60	0.030	0.010	1.90~2.60		0.05~0.30	1.45~1.75	0.20~0.30	0.02~0.08		≤0.030	0.0005~0.006	Al≤0.030	STBA24J1 HCM2S
T24/P24	0.05~0.10	0.15~0.45	0.30~0.70	0.020	0.010	2.20~2.60		0.90~1.10		0.20~0.30		0.06~0.10	≤0.012	0.0015~0.007	Al≤0.020	7CrMoVTb010
T9/P9	≤0.15	0.25~1.00	0.30~0.60	0.025	0.025	8.00~10.0		0.90~1.10								STBA26
HCM9M	≤0.08	≤0.50	0.30~0.70	0.030	0.030	8.00~10.0		1.80~2.20								STBA27
T91/P91	0.08~0.12	0.20~0.50	0.30~0.60	0.020	0.010	8.00~9.50	≤0.40	0.85~1.05		0.18~0.25	0.06~0.10		0.030~0.070		Al≤0.04 (酸溶)	STBA28
T92/P92	0.07~0.13	≤0.50	0.30~0.60	0.020	0.010	8.50~9.50	≤0.40	0.30~0.60	1.50~2.00	0.15~0.25	0.04~0.09		0.030~0.070	0.001~0.006	Al≤0.04	STBA29 NF616
T911/P911	0.09~0.13	0.10~0.50	0.30~0.60	0.020	0.010	8.5~9.5	0.40	0.90~1.10	0.040~0.090	0.18~0.25	0.06~0.10			0.0003~0.006	0.04	E911
HCM12	0.10	0.3	0.55			12.0		1.0	1.0	0.25	0.05		0.03			SUS410J2TB
T122/P122	0.07~0.14	≤0.50	≤0.70	0.020	0.010	10.0~12.50	≤0.50	0.25~0.60	1.50~2.50	0.15~0.30	0.04~0.10		0.04~0.10	0.0005~0.005	Cu 0.30~1.7 Al≤0.040	SUS410J3TB HCM12A
Tb12	0.08	0.05	0.50			12.0	0.1	0.50	1.8	0.20	0.05		0.05	0.30		
NF12	0.08	0.2	0.50			11.0		0.2	2.6	0.20	0.07		0.05	0.004	Co2.5	
SAVE12	0.10	0.3	0.20			11.0			3.0	0.20	0.07		0.04		Co3.0 Ta0.07 Nd0.04	
TP304H	0.04~0.10	≤0.75	≤2.00	0.040	0.030	18.00~20.00	8.00~11.0									SUS 304HTB
TP347H	0.04~0.10	≤0.75	≤2.00	0.040	0.030	17.00~20.00	9.00~13.00				8×C%~1.00					SUS347HTB

续表

牌 号	C	Si	Mn	P≤	S≤	Cr	Ni	Mo	W	V	Nb	Ti	N	B	其他	其他牌号
TP347HFG	0.06~ 0.10	≤0.75	≤2.00	0.040	0.030	17.00~ 20.00	9.00~ 13.00				8×C% ~1.00				形变热处理	
TempaloyA-1	0.07~ 0.14	≤1.00	≤2.00	0.040	0.030	17.50~ 19.50	9.00~ 12.00				≤0.40	≤0.20			(Nb/2+Ti) /C 0.6~2.5	SUS321J1HTB
TempaloyA-3	0.03~ 0.10	≤1.00	≤2.00	0.040	0.030	21.0~ 23.0	14.50~ 16.50				0.50~ 0.80		0.10~ 0.20	≤0.005		SUS309J4HTB
Super 304H	0.07~ 0.13	≤0.30	≤1.00	0.040	0.010	17.00~ 19.00	7.50~ 10.50				0.30~ 0.60		0.05~ 0.12		Ca2.50~3.50	SUS304J1HTB
TP310H	0.04~ 0.10	≤0.75	≤2.00	0.040	0.030	24.0~ 26.0	19.00~ 22.00									
TP310NbN	0.04~ 0.10	≤0.75	≤2.00	0.030	0.030	24.0~ 26.0	17.00~ 23.00				0.20~ 0.60		0.15~ 0.35			SUS310J1TB HR3C
NF709	≤0.10	≤1.00	≤1.50	0.030	0.010	19.0~ 23.0	22.00~ 28.00	1.00~ 2.00			0.10~ 0.40	0.02~ 0.20	0.10~ 0.25	0.002~ 0.010		SUS310J2TB
SAWE25	0.05~ 0.12	≤1.50	≤2.00	0.030	0.010	21.0~ 24.0	15.00~ 22.00		0.80~ 2.80		0.30~ 0.60		0.15~ 0.30		Ca2.00~4.00	SUS310J3TB

表 8.3-3 锅炉钢管的室温力学性能、许用应力

牌 号	室温力学性能			许 用 应 力 (MPa)							
	σ_b (MPa)	$\sigma_{0.2}$ (MPa)	δ (%)	538℃	566℃	593℃	621℃	649℃	677℃	704℃	732℃
T23	510	400	20	99	77	58	38	10			
P23	510	400	20	92	74	57	34	10			
T24	585	415	20								
T/P9	415	205	30	51	34	23	15	10			
T/P91	585	415	20	112	97	71	48	30			
T92 ^②	620	440	20	126	111	85	61	41			
P92 ^②	620	440	20	126	108	83	59	39			
T/P911	620	440	20	122	103	79	46	0			
T/P122 ^②	620	400	20	128	99	73	50	31			
TP304H	515	205	35	72	70	68	53	42	32	26	20
TP310H	515	205	35	95	71	52	38	28	21	15	12
TP321H	515	205	35	83	82	63	48	37	28	22	17
TP347H	515	205	35	92	92	92	72	54	41	30	22
TP347HFG	550	205	35	90	90	88	87	67	50	37	28
Super 304H	550	205	35	84	83	81	81	79	60	45	32
TP310HNBn	655	295	30	114	112	111	94	70	52	39	30
				550℃	575℃	600℃	625℃	650℃	675℃	700℃	725℃
HCM9M ^①	510	295	25	84	61	41	27	17			
HCM12 ^①	590	390	20	99	88	69	51	34			
TempaloyA-1 ^①	520	205	35	80	79	79	78	62	49	39	29
TempaloyA-3 ^①	590	235	35	96	93	93	85	67	54	44	34
NF709 ^①	640	270	30	109	108	107	102	83	69	57	48

① 钢的数据来源为日本发电用火力设备技术标准；其他钢的数据来源于 ASME。

② 钢的许用应力是 ASME2006 年重新评估值。

表 8.3-4 锅炉用钢 10 万 h 持久强度为 100MPa 的许用温度

材料名称	温度 (°C)	材料名称	温度 (°C)
13CrMo44	510	X3CrNiMoN1713	630
7CrMoVTiB1010	580	Esshete1250	640
HCM2S	580	TP347HFG	650
12Cr2MoWVTiB	590	HR3C	663
HCM12	600	Super304H	670
P91	595	NF709	680
E911	599* [615]	SAVE25	685
HCM12A	601* [620]	Alloy617	690
P92/NF616	610* [620]	Alloy174	700
NF12/SAVE12	640/650	Alloy625	740

注 带 * 的数字是最新评估的温度值; [] 内的数字是原来评估的温度值。

3 超临界、超超临界汽轮机材料

3.1 转子

汽轮机转子是大锻件，工作时高速旋转，承受离心力、扭矩、弯矩、热应力、振动等复杂应力。因此，转子材料应具有良好的热加工工艺性能和淬透性，在工作温度下，应具有足够的蠕变和持久强度、塑性和韧性、疲劳强度、抗蒸汽氧化能力；低压转子锻件应有相当高的屈服强度和断裂韧性、足够低的 FATT 和回火脆性、良好的抗应力腐蚀能力。

3.1.1 蠕变、持久强度

蠕变、持久强度是超超临界汽轮机高中压转子最主要的性能，是设计选材的主要依据。随着蒸汽温度的提高，要求高中压转子材料在更高的工作温度下具有足够的蠕变、持久强度。566℃是低合金 Cr-Mo-V 转子钢使用的温度极限，超过 566℃，普遍采用 9%~12%Cr 转子钢。高中压转子，在 566℃可选择低合金 Cr-Mo-V 钢或早期开发的 12%Cr 转子钢；600℃级可选择 Cr-Mo-VNbN 型转子钢；620℃级可选择 Cr-W-Mo-VNbN 和 Cr-W-Mo-Co-VNbN 型转子钢。

3.1.2 热疲劳

随着蒸汽温度的提高，机组在启停、变负荷过程中产生的热应力会增大。因此，超临界、超超临界汽轮机高中压转子可能引起的热疲劳损伤要比亚临界转子大。材料的热膨胀系数越大、导热性越差，因机组启停、变负荷引起的热疲劳破坏的可能性越大。由于奥氏体钢与铁素体钢相比，具有较大的热膨胀系数和较低的导热系数，因此，在热强性和抗蒸汽氧化性能满足使用要求的前提下，转子应优先选用铁素体钢。

3.1.3 抗蒸汽氧化

超临界、超超临界汽轮机由于进汽温度提高，转子容易产生蒸汽氧化，因此超临界、超超临界汽轮机高中压转子材料应具有良好的抗蒸汽氧化能力。

3.1.4 轴颈堆焊

9%~12%Cr 钢转子轴颈与轴承表面容易发生黏着，轴颈部位易拉毛。解决这一问题通常是在轴颈表面堆焊 CrMoV 低合金钢，改善轴颈的表面特性。转子轴颈表面堆焊 CrMoV 低合金钢时，工艺上应控制好以下环节：转子基体母材与 CrMoV 堆焊层之间应有适当的过渡层，堆焊层组织从底部到表面连续过渡；确保焊缝无缺陷，保证堆焊层具有良好的力学性能并避免出现裂纹。

3.1.5 低压转子脆性

常规的 NiCrMoV 低压转子钢长期在 350~530℃范围内

运行会产生回火脆性。这主要是由 Mn、Si、S、P、As、Sb、Sn 等杂质元素导致晶界弱化所致，P、Sn、As、Sb 在晶界偏聚会促使回火脆性产生，Mn、Si 会加速这种脆化。图 8.3-7 所示为 3.5%NiCrMoV 转子钢中 P、Mn 含量在 400℃和 450℃下长期时效对脆性的影响。随着超超临界机组参数的提高，进入低压缸的蒸汽温度可能超过 400℃，转子将在产生回火脆性的温度范围内长期运行，可能导致常规 NiCrMoV 钢低压转子发生脆化。超纯 NiCrMoV 低压转子钢的开发成功，可使低压转子的工作温度提高到 500℃，而不产生回火脆性，同时也减小了应力腐蚀开裂的敏感性，提高了蠕变持久强度。

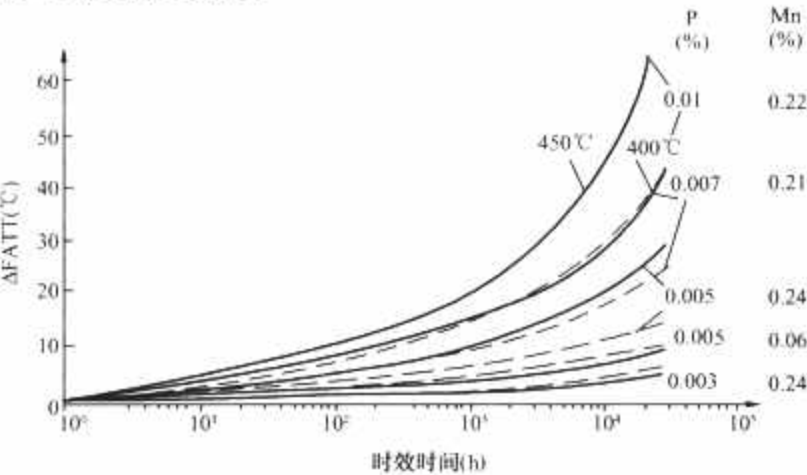


图 8.3-7 3.5%NiCrMoV 转子钢中 P、Mn 含量在 400℃和 450℃下长期时效对脆性的影响

3.1.6 冶炼与锻造

冶炼：9%~12%Cr 钢水流动性差、易产生以铬氧化物为主的夹杂物和成分偏析。要得到纯净，成分和组织均匀的锻件，应采用双真空或电渣重熔冶炼技术，控制好冶炼过程。对超纯 NiCrMoV 钢低压转子，要使 Mn、Si、S、P、As、Sb、Sn 等杂质元素含量非常低，应精选废钢和采用钢包精炼或电渣重熔技术冶炼。

锻造：9%~12%Cr 转子钢锻造时的变形抗力大，易产生锻造裂纹，提高锻造温度又会导致晶粒粗化。锻造是保证转子热处理后得到合格的晶粒度、具有第二相弥散析出分布均匀的组织、良好综合力学性能的重要加工过程。锻造时应控制好锻造温度、锻造火次和锻造比。

3.1.7 焊接转子

超临界、超超临界汽轮机通常采用整锻转子，但在整锻转子制造有困难或不经济的情况下，焊接转子是一种很好的选择。现属 ALSTOM 公司的原 ABB 公司大量采用焊接转子，至今已生产各种焊接转子 5000 多根，最大的焊接转子重达 213t，用于 1300MW 汽轮机。由原 ABB 公司生产的我国石洞口二厂 600MW 超临界汽轮机的高、中、低压转子都是焊接转子。其中，中压转子采用 Si461TS-Si12TS-Si461TS 三段式异种钢焊接转子。目标为 375bar/700℃/720℃超超临界机组的欧洲 Thermie AD700 项目的原型机的高、中压转子也设计为 10%Cr 钢与 Ni 基合金的异种合金焊接转子。焊接转子具有以下优点：

(1) 转子由多个体积相对较小的锻件焊接而成，较小锻件的制造难度小，质量易于保证，从而降低了转子锻件的冶炼和锻造难度。

(2) 较小锻件热处理易于淬透，易于保证锻件的组织均匀，转子的性能稳定，从而对材料的淬透性要求较低，可以选用性能好但淬透性稍差的材料，选材范围较大。

(3) 组成焊接转子的多个锻件，可根据转子不同部位的

温度和应力状态分别选用不同材料，使转子材料的选用更灵活、更合理。这对于需要选用 Ni 基合金的高参数超超临界汽轮机转子更为有利，不仅可以降低转子制造成本，而且可以避免制造 Ni 基合金整锻转子的困难。对于需要选用 9%~12%Cr 钢的超超临界汽轮机转子，也会同样有利，还可避免轴颈堆焊。

(4) 焊接转子由多段组焊而成，内部形成较大空腔，在机组冷态启动、停机或负荷变化时产生的动态热应力明显低于整锻转子，同时降低了轴向应力和转子自重。因此，焊接转子允许较快启停，可减少启停损失，降低启停损伤，延长转子使用寿命。

焊接转子虽然有不少优点，但转子焊接工艺复杂，技术要求高，难度大，对焊接技术人员的素质和实际经验要求高。

3.2 汽缸与阀体

汽缸、主汽门和调节汽门阀体都是静止部件，将高温高压蒸汽与大气隔离。机组运行时，汽缸在高温高压蒸汽条件下承受转子和其他部件的重力、各种连接管道的作用力和汽缸内外压差、温差等引起的应力作用。汽缸是壁厚变化大的厚壁部件，在机组启停和负荷变化时承受较大的热应力。主汽门和调节汽门阀体也是厚壁部件，用于实现蒸汽流动的启停和调节功能，在机组运行时，除承受蒸汽温度和进出口压差以及热应力的作用外，还要承受蒸汽和蒸汽中固体颗粒的冲蚀。

汽轮机高中压内缸、主汽门和调节汽门阀体通常采用相同牌号的材料制造，高中压内缸为铸件，阀体有铸件和锻件，目前我国超临界、超超临界主汽门和调节汽门阀体都是进口锻件，但我国生产铸造阀体比较有经验，引进美国西屋公司 300、600MW 亚临界汽轮机制造技术，国产化的主汽门和调节汽门阀体就是以铸代锻的，超临界、超超临界汽轮机的主汽门和调节汽门阀体采用铸件比较容易国产化。汽缸与阀体在制造和安装过程中通常需要焊接。

超临界、超超临界汽轮机高中压内缸、主汽门和调节汽门阀体材料在工作条件下，应具有足够的持久强度、低周期疲劳强度、抗蒸汽氧化能力和一定的塑性、韧性，良好的铸造性能和焊接性能，阀体还应具有耐冲蚀和磨损性能。超临界、超超临界汽轮机高中压内缸、主汽门和调节汽门阀体材料，在 566℃ 以下可选用低合金 CrMoV 铸钢和 9.5CrMoVNbN，铸钢 600℃ 级可选用 9.5CrMoVNbN 和 9.5Cr0.5Mo2WVNbN 铸钢，620℃ 级可选用 9.5Cr0.5Mo2WVNbN 和 9.5Cr0.5Mo2W3CoVNbNB 铸钢。

3.3 高温叶片

汽轮机高温动叶片在机组运行时高速旋转，承受着高速旋转的离心力、蒸汽流动造成的叶片弯曲应力和扭转应力及机组启停、气流扰动引起的交变应力和振动等复杂应力作

用。由于超临界、超超临界锅炉没有汽包，锅炉给水中的杂质和管子内壁剥落的蒸汽氧化物随蒸汽直接冲向汽轮机喷嘴和叶片，造成固体粒子冲蚀。因此，超临界、超超临界汽轮机叶片材料应具有高的蠕变、持久强度，良好的塑性、韧性、振动衰减性、抗疲劳性能和耐冲蚀性能等。

9%~12%Cr 钢用作叶片材料，在亚临界机组中早已得到应用，但这些叶片材料对超临界、超超临界汽轮机而言，蠕变、持久强度不足，必须使用经改良的 9%~12%Cr 钢或性能更好的材料，如 TAF650、MTB10A。根据欧洲经验，超超临界汽轮机前几级高温叶片，采用高温合金更好，如采用西门子技术的华能玉环电厂超超临界汽轮机前 3 级叶片采用 Nimonic80A。

3.4 高温螺栓

高温螺栓最关键的是抗应力松弛性能、缺口敏感性和热膨胀系数。作为螺栓材料，要求有高的屈服强度、蠕变强度、抗松弛能力、塑性、韧性，低的缺口敏感性和应力腐蚀敏感性，以及与汽缸材料相匹配的热膨胀系数，保证在机组运行过程中有足够的紧固力。超临界和超超临界机组蒸汽温度高，因此需要性能更好的螺栓材料。通常用于高温叶片材料也可用于螺栓材料，如 TAF650、MTB10A、Nimonic80A、R26 等。

表 8.3-5 是超临界、超超临界汽轮机主要部件材料的选择，仅供参考，实际选用时应注意利用新的研究成果。表 8.3-6 是汽轮机高温部件材料的化学成分。

表 8.3-5 超临界、超超临界汽轮机主要部件材料的选择

主要部件	566℃/566℃级	600℃/600℃级	620℃/620℃级
高、中压转子	1.25CrMoV 12CrMoVNbN	TR1150, TR1100 COST F	TR1200, TR1150 COST E
高、中压内缸 (铸件)	1.25CrMoV 9.5CrMoVNbN	9.5Cr1MoVNbN 9.5Cr1Mo0.8WVNbN	10Cr1Mo0.8WVNbN 10Cr0.7Mo1.8W 3CoVNbNB
高、中压外缸 (铸件)	1.25CrMoV	1.25CrMoV	1.25CrMoV
主汽阀、调节阀 再热汽阀阀壳	1.25CrMoV F91	F91 9.5Cr1MoVNbN 10Cr1Mo0.8WVNbN	10Cr1Mo0.8WVNbN 10Cr0.7Mo1.8W 3CoVNbNB
高温段叶片	11Cr2.6WMoVNbB MTB10A	TAF650 MTB10A Nimonic80A	TAF650 R26 Nimonic80A
汽缸螺栓	11Cr2.6WMoVNbB MTB10A	TAF650 MTB10A GH4145 Nimonic80A	R26 Nimonic80A GH4145 TAF650
低压转子	3.5NiCrMoV	3.5NiCrMoV, 超纯 3.5NiCrMoV	超纯 3.5NiCrMoV

表 8.3-6 汽轮机高温部件材料的化学成分

钢 号		C	Si	Mn	P≤	S≤	Cr	Ni	Mo	W	V	Nb	Co	N	B	备注
转 子	30Cr1Mo1V	0.27~ 0.34	0.20~ 0.35	0.70~ 1.00	0.012	0.012	1.05~ 1.35	≤0.50	1.00~ 1.30		0.21~ 0.29					
	St461TS	0.17~ 0.25	≤0.30	0.30~ 0.59	0.015	0.018	1.20~ 1.50	0.50~ 0.80	0.70~ 1.20		0.25~ 0.35					石洞口焊接转子
	St12TS	0.18~ 0.24	≤0.50	0.30~ 0.80	0.025	0.020	11.0~ 12.5	0.30~ 0.80	0.80~ 1.20	≤0.60	0.25~ 0.35	≤0.05				石洞口中压转子
	10CrMoVNbN	0.10~ 0.18	≤0.40	≤1.00	0.025	0.025	8.00~ 11.00	≤1.00	1.30~ 1.90		0.12~ 0.25	0.03~ 0.08		0.02~ 0.08		GE 转子

续表

钢 号		C	Si	Mn	P≤	S≤	Cr	Ni	Mo	W	V	Nb	Co	N	B	备注
转 子	TMK1 (TR1100)	0.15~ 0.23	≤0.40	0.50~ 1.00	0.015	0.015	10.0~ 12.0	≤1.00	0.80~ 1.20		0.15~ 0.25	0.03~ 0.10		0.04~ 0.08		用于 593℃Mo 为 1.40~1.80
	COST F	0.10~ 0.16	0.01	0.45	0.01	0.005	9.5~ 12.0	0.5~ 1.0	1~2		0.2	<0.06		<0.070		
	TMK2 (TR1150)	0.13	0.05	0.50			10.7	0.70	0.4	1.8	0.17	0.06		0.045		
	COST E	0.10~ 0.16	0.5	0.5	0.010	0.005	10.0~ 12.0	0.1~ 1.0	1	1	0.2	<0.06		<0.070		
	TR1200	0.13	0.05	0.50			11.0	0.80	0.15	2.5	0.20	0.080		0.050		
	HR1200	0.11	0.05	0.50			11.0	0.50	0.15	2.6	0.20	0.080	3.00	0.025	0.015	
	X12CrCoWMoVNB 1122	0.11	0.06	0.55			11.2	0.40	0.26	2.63	0.22	0.065	2.66	0.027	0.010	COST FN5
叶 片 与 螺 栓	Sd2Ti	0.18~ 0.24	≤0.50	0.30~ 0.80	0.025	0.020	11.0~ 12.50	0.30~ 0.80	0.80~ 1.20	≤0.60	0.25~ 0.35	≤0.05				石洞口电厂动叶
	10705MBU	0.12~ 0.16	≤0.10	0.30~ 0.70	0.015	0.015	10.3~ 11.0	0.35~ 0.65	0.35~ 0.50	1.50~ 1.90	0.14~ 0.20	0.05~ 0.11		0.04~ 0.08		Cr≤0.1
	StTi7/13W	0.08~ 0.15	≤0.80	≤1.00	0.035	0.030	15.5~ 18.0	13.0~ 16.0		2.50~ 4.00		Ti 5×% C~1.0				石洞口中压 缸叶片
	MTB10A	0.09~ 0.15	≤0.10	≤0.15	0.015	0.005	10.0~ 10.5	≤0.02	0.65~ 0.75	1.70~ 1.90	0.10~ 0.30	0.03~ 0.07	3.00~ 3.50	0.02~ 0.03	0.003~ 0.008	
	TAF650	0.1					11	0.5	0.15	2.6	0.2	0.08	3	0.025	0.015	
	X12CrMoCoVNB10-11	0.13	0.05	0.82			9.32	0.16	1.47		0.20	0.05	0.96	0.019	0.0085	COST FR2
	Nimonic80A	0.1					20	余量		Fe: 5.0	Al: 2	Ti: 3	2			
钢	GH4145	≤0.08	≤0.35	≤0.35	0.03	0.03	14.0~ 17.0	≥70	2.50~ 3.50	Fe: 5.0 ~9.0	Al: 0.4 ~1.00	Ti: 2.25 ~2.75	≤1.0	Zr≤0.05	≤0.010	
	R-26 (M8B)	≤0.08	≤1.50	≤1.00	0.03	0.03	16.0~ 20.0	35.0~ 39.0	2.50~ 3.50		Al≤ 0.025	Ti: 2.50 ~3.00	18.0~ 22.0	Zr: 0.01 ~0.1	0.001~ 0.01	
	ASTM A356Gr. 8	0.13~ 0.20	0.20~ 0.60	0.50~ 0.90	0.035	0.030	1.00~ 1.50		0.90~ 1.20		0.05~ 0.15					
	ASTM A356Gr. 9	0.13~ 0.20	0.20~ 0.60	0.50~ 0.90	0.035	0.030	1.00~ 1.50		0.90~ 1.20		0.20~ 0.30					
	ASME SA217 C12A	0.08~ 0.12	0.20~ 0.50	0.30~ 0.60	0.020	0.010	8.00~ 9.50	≤0.40	0.85~ 1.05		0.18~ 0.25	0.06~ 0.10		0.03~ 0.07		Al≤0.040
	MJCI2	0.09~ 0.13	≤0.70	≤0.80	0.030	0.010	9.10~ 10.0	0.40~ 0.70	0.65~ 1.00		0.13~ 0.20	0.03~ 0.07		0.03~ 0.07		Al≤0.025
	9.5Cr1MoVNBn	0.10	0.70	0.70			9.5	0.5	1.0		0.15	0.06		0.040		
铸	10Cr1Mo0.8WVNBn	0.12	0.25	0.50			10	1.0	1.0	0.8	0.20	0.10		0.050		
	10Cr0.7Mo1.8W3CoVNBn	0.12	0.15	0.50			10	0.2	0.7	1.8	0.20	0.05	3.0	0.020	0.006	
	G-X12CrMoCoVNB10-11	0.12	0.20	0.88			9.20	0.17	1.49		0.21	0.06	0.98	0.02	0.011	COST CR2

4 超临界、超超临界机组材料的发展

20 世纪 50 年代末和 60 年代初,在美国、英国、联邦德国都投运了超超临界机组。限于当时的材料技术,这些机组采用了大量传统的奥氏体钢,在运行中出现了许多材料方面的问题。美国虽然在六七十年代,超临界机组有较快发展,但由于运行中出现的问题和技术、经济方面的原因,其后回到了亚临界机组。日本在 60 年代从美国引进首台超临界机组后,成功发展了超临界机组,参数稳步推进,但蒸汽温度在 1993 年碧南 3 号机组运行前一直停留在 566℃。70

年代的二次石油危机和污染物排放导致环境的严重恶化,进一步促使火力发电向高效、清洁方向发展。日本、欧洲和美国纷纷制定超超临界机组发展计划。日本在 1981 年启动了超超临界发电技术的研究计划,第一阶段目标是 31.4MPa/593℃,第二阶段目标是 34.3MPa/649℃ 的超超临界机组。欧洲实施 COST (Cooperation in Science&Technology) 计划,COST 501 (1983~1997) 目标是 300bar/600℃/620℃,COST 522 (1998~2003) 目标是 300bar/620℃/650℃,COST 536 (2004~2009) 目标是 640℃/650℃ 的超超临界机组;1998 年还启动了为期 17 年的 Thermic 计划,目标是

37.5MPa/700℃超超临界机组。美国在1986年启动了RP1403项目,1999年启动了Vision21计划,在Vision21计划中增加了开发38.5MPa/760℃/760℃/760℃的超超临界机组项目。因此,在世界范围内推动了600、620、650、700、760℃等级超超临界机组材料的开发与研制,以及这些材料的应用性能和长期组织稳定性的研究。根据不同的参数等级,重点改良和开发了9%~12%Cr铁素体耐热钢、奥氏体耐热钢、Ni基高温合金。

4.1 铁素体耐热钢

铁素体耐热钢具有导热性好、热膨胀系数小、价格低廉等优点。特别是早期投运的超超临界机组,由于大量采用奥氏体钢出现许多材料问题后,人们更关注铁素体耐热钢,特别是9%~12%Cr系耐热钢的改良和发展,投入了大量的人力、物力和财力,通过长期不懈地努力,把铁素体耐热钢的使用温度提高到620℃,并已开发出用于650℃的试验材料。

铁素体耐热钢用于超超临界机组,遇到的主要问题是蠕变强度不足,抗氧化性和抗腐蚀性不良,高温下长期组织稳定性不够。抗氧化和抗腐蚀性能主要由Cr含量决定;蠕变强度的提高主要通过优化成分,冶炼、热加工工艺,提高固溶强化、沉淀强化和微观组织长期稳定化来实现。

4.1.1 合金元素的作用

合金元素对9%~12%Cr钢的影响进行了大量的研究,根据它们的作用,可分为以下七类:①Cr;②Mo、W和Re;③V、Nb、Ti和Ta;④C和N;⑤B;⑥Si和Mn;⑦Ni、Cu和Co。

铬是耐热钢的基本合金元素,铬含量的增加可以提高抗氧化和抗腐蚀性。虽然铬含量对蠕变强度的作用不明显,但在铬含量接近2%和9%时,铁素体钢的强度较高。

Mo、W和Re都是固溶强化元素,且Mo和W长期用于耐热钢,明显增强耐热钢的蠕变强度。但添加量超过一定限度时,会导致 δ 铁素体析出降低强度,Laves相析出降低塑性和韧性。Mo和W复合添加对提高蠕变强度有效。研究表明,当Mo当量($Mo+0.5W$)为1.5%时,蠕变强度最高;增加W含量($Mo+0.5W$)到1.5%,蠕变强度随W含量的增加而增强;添加0.2%及以上的Re可以提高蠕变强度,其作用比Mo和W更有效。

V、Nb、Ti和Ta与C和/或N一起形成碳化物、氮化物和碳氮化合物,细小粒子在铁素体基体上析出起到沉淀强化作用。V和Nb复合添加的作用大,含量分别约为0.2%和0.05%的结合尤为有效,这种结合的最佳含量与温度有关。

C和N是奥氏体形成元素,抑制 δ -铁素体析出。它们的含量应根据碳化物、氮化物或碳氮化合物形成元素的类型和含量来优化。细小的碳化物、氮化物和碳氮化合物的析出起沉淀强化作用。N被认为是提高9%Cr钢蠕变强度的首要元素,N的添加量通常约为0.05%,其成分优化与其他氮化物形成元素(如B)有关。

B提高硬度和增强晶界强度,可大幅度提高蠕变强度。近来的研究表明,它通过渗入 $M_{23}C_6$ 使碳化物稳定,从而提高高温下组织的长期稳定性。

Si和Mn。Si是铁素体形成元素,而Mn是奥氏体形成元素,两者的作用似乎应该相反,但研究表明,对于9%~12%Cr钢,降低Mn含量提高蠕变强度,降低Si含量提高韧性。Mn降低 A_1 转变温度而损害组织的高温稳定性,Si促进Laves相的析出而损害韧性。

Ni、Cu和Co都是奥氏体形成元素,如果作为合金元素添加,它们会通过降低铬当量而阻止 δ -铁素体的形成,但同

时也降低了 A_1 转变温度。然而这些元素的降低程度不同,添加Cu和Co降低 A_1 转变温度的作用不如Ni。因此,如果添加了Cu和Co,可以阻止 δ 铁素体的形成,就可以少加或不加Ni,从而使高温回火提高蠕变强度成为可能。

4.1.2 锅炉用铁素体耐热钢

图8.3-8是锅炉用铁素体耐热钢的发展过程,以2%~3%Cr、9%Cr、12%Cr三个系列发展。

2%~3%Cr低合金钢是在T/P22的基础上,降低C含量提高焊接工艺性能,减Mo加W提高固溶强化作用,加V、Nb增加细小析出物的沉淀硬化作用,加微量B以提高淬透性和强化晶界,从而得到T/P23。T23在565℃的许用应力比T22几乎提高一倍。欧洲COST501计划的7CrMoVTiB1010(T/P24)也以相似的思路开发成功,我国的12Cr2MoWVTiB(钢102)也属于这类钢。这类钢具有良好的焊接性能,无需焊前预热和焊后热处理,是600℃以下超超临界锅炉水冷壁的合适材料,也可制成大口径管,作为管道和联箱材料。

9%Cr钢的发展是在9Cr1Mo的基础上减C加V、Nb得到低C的9Cr1MoVNb(F9),然后在此基础上优化C、V、Nb成分,得到T91钢。T91是美国开发的非常成功的钢种,被全世界广泛应用于金属壁温在593℃以下的超临界、超超临界以及亚临界机组的过热器、再热器管,其制成的大口径管P91,广泛应用于这类机组的集箱和主蒸汽管道。该材料也广泛用于锻件(F91)和铸件(Gr91)。日本在T91的基础上减Mo加W、B,试制成功了T92/P92,欧洲COST501计划在T91基础上加W、B试制成功了E911,这两种材料的蠕变强度都明显高于T91,可用于金属壁温不超过620℃的过热器、再热器,制成的大口径管用来制造集箱和主蒸汽管道。在T92基础上增Cr、W加Co,开发出NF12,希望能用于650℃,试验室的数据表明,650℃、10万h持久强度为130MPa,但需经运行工况的验证。

12%Cr钢是在欧洲广泛应用的HT91和HT9的基础上减C加W、Nb研制成HCM12,在HCM12基础上优化Mo、W和加Cu研制成HCM12A,HCM12A被认为与T/P92、E911是同一档次材料,且含Cr量较高,具有较好的抗蒸汽氧化和腐蚀能力,这三种材料都有较长的实际运行经历,近年来的研究表明,HCM12A长期组织稳定性较差,高温长时性能下降较快。在HCM12A的基础上,去Cu增W加Co、Ta、Nd试制成SAVE12,希望能在650℃下使用。

4.1.3 汽轮机用铁素体耐热钢

图8.3-9是汽轮机用铁素体耐热钢的发展过程,分小部件(如叶片、螺栓等),转子和汽缸三类。除汽缸类外,一般不进行焊接,因此,汽轮机用钢的含碳量可相对较高。汽轮机用9%~12%Cr钢的合金化原理与锅炉用钢相同。

作为燃机涡轮盘和汽轮机叶片材料,在20世纪50年代,英国开发了H46,日本开发了TAF钢,这两种钢是添加了0.15%~0.30%Nb的高强度钢,是当时强度最高的铁素体钢。其后,在世界范围内开发了许多12%Cr类钢用于制造汽轮机叶片和螺栓。90年代,日本在11Cr2.6WMoVNbB钢的基础上加Co,开发成强度很高的TAF650,几乎同时,通过加Re、Co试制了10.5Cr2.6W0.1Mo0.2Re0.5CoVNbNB钢,用于600~650℃的叶片。欧洲的COST501计划研制了X18CrMoVNbB91、X10CrCoWMoVNbB111等。这类钢的成分不像锅炉用钢那么规范,不同制造商选用同一档次的材料在成分上往往存在差异。

9%~12%Cr转子钢是以英国的H46和日本的TAF钢为基础开发的。转子由于尺寸大,韧性要求高,正火温度要比

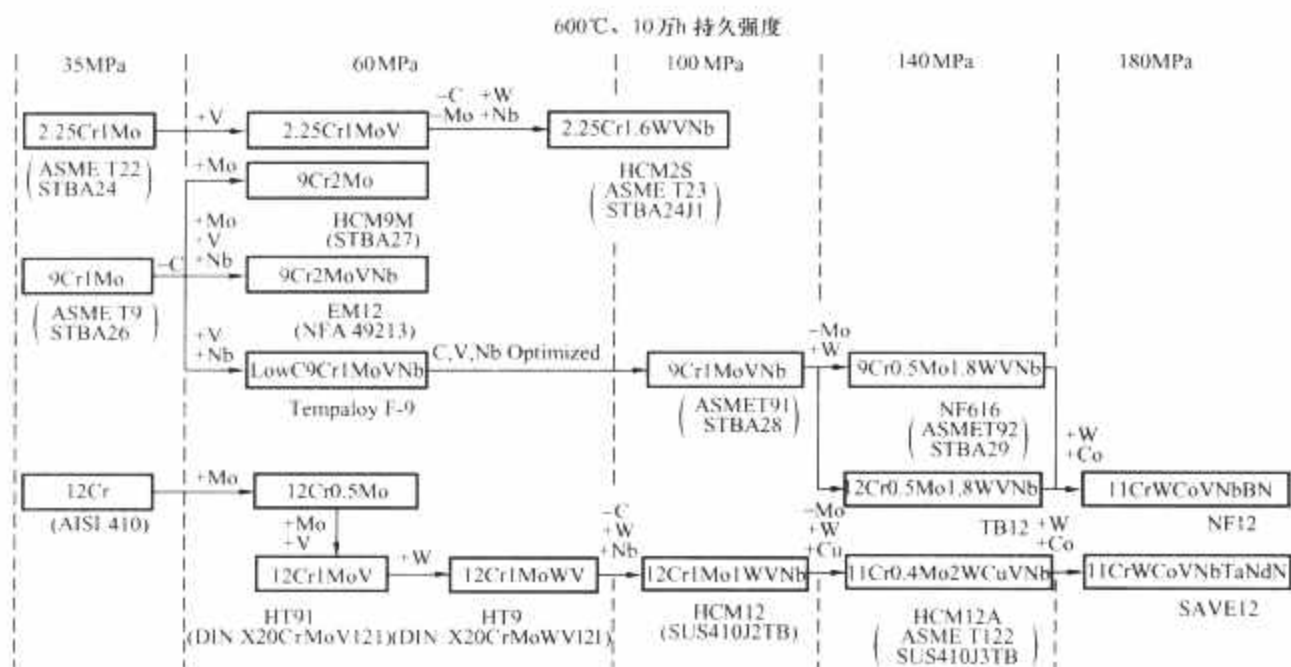
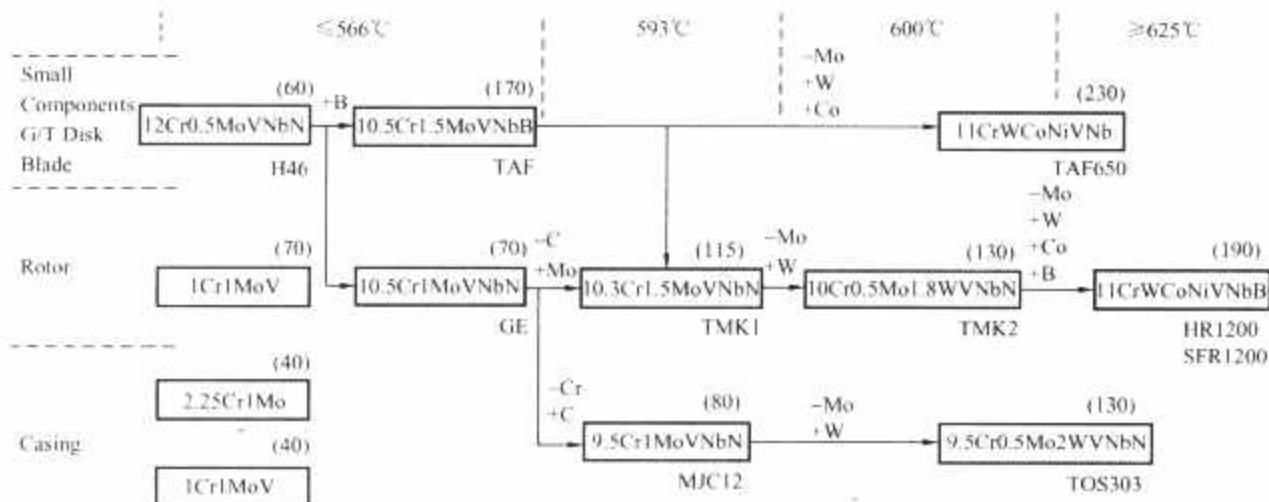


图 8.3-8 锅炉用铁素体耐热钢的发展过程



() 内数字为 600℃、10 万 h 持久强度值 (MPa)

图 8.3-9 汽轮机用铁素体耐热钢的发展过程

小部件低，Nb 含量高会形成网状 NbC，因此，把 Nb 量降到 0.1% 以下，同时降低 Cr 含量抑制 δ -铁素体形成。9%~12% Cr 的转子钢主要有 Mo-VNb、W-Mo-VNb 和 W-Mo-Co-VNb 三种系列。Mo-VNb 系有 20 世纪 60 年代中期开发的 GE (10.5Cr1MoVNbN) 和东芝 (以 Ta 代 Nb 的 10.5Cr1MoVTa) 转子钢，主要用于 566℃ 的高中压转子；80 年代开发的 TR1100 (TMK1-10.2Cr1.5MoVNbN) 和 COST F (10.2Cr1MoVNbN) 转子钢，可用于 593℃ 的高中压转子。W-M-VNb 系主要有 TR1150 (TMK2-10.7Cr1.8W0.4MoVNbN)、TR1200 (11Cr2.5W0.15MoVNbN) 和 COST E (11Cr1W1MoVNbN) 转子钢，可用于 620℃ 的高中压转子。W-Mo-Co-VNb 系主要有 HR1200 (11Cr2.6W0.15Mo3CoVNbNB，改进型 HR1200 为 10Cr1.8W0.6Mo3CoVNbNB) 和 COST FN5 (11.2Cr2.6W0.26Mo2.7CoVNbNB) 转子钢，目标是用于 650℃ 的高中压转子，需经运行工况的验证。

9%~12%Cr 铸钢，要考虑可焊性，因此，适含降低 C 含量和控制铬含量，提高焊接性能，优化 V、Nb、N 含量，提高蠕变性能。9%~12%Cr 铸钢与转子钢一样有 Mo-VNb、W-Mo-VNb、W-Mo-Co-VNb 三种系列，分别用于 593、620、650℃ 的汽缸和阀体。日本开发的有 9.5CrMoVNbN (TOS301、MJC12)、9.5Cr2W0.5MoVNbN (TOS302)、9.5Cr2W0.5Mo3CoVNbNB，欧洲开发的有 GX12CrMoVNbN91 和 GX12CrMoWVNbN1011。

4.1.4 长期组织稳定性与长时性能

超临界、超超临界机组通常要运行 25 年甚至 50 年以上，许多关键部件在高温高压下长期服役，因此，材料的高温长时性能对机组的安全运行非常重要。人们通过热处理等工艺手段获得材料良好的力学性能，满足使用要求。而这样的材料组织是非平衡组织，从热力学角度看它始终存在向平衡组织转变的趋势。一旦驱动力许可，这种转变就会慢慢进行。温度越高，这种驱动力越大，组织转变越容易进行。事实上，材料在高温下长期服役，其组织是在慢慢向平衡状态演变的，而组织的变化必然导致材料性能的变化。这就是材料在高温下长期服役过程中性能恶化的原因。研究材料时，除搞清各种机理外，其根本任务是运用各种强化机制，研制出满足使用要求的材料，同时要设法增加材料在使用过程中向平衡组织转变的阻力，延长向平衡组织转变的过程，保证材料在设计寿命内，具有足够的性能满足使用要求。

对 9%~12%Cr 钢的长期性能与长期组织稳定性研究，除投入大量资金进行长时性能试验研究外，在蠕变过程中的组织变化、新相析出、老相的聚集长大与消亡及其引起的性能变化等方面都进行了大量的研究。详细的研究结果因钢种而异，共同的规律如下：

(1) 位错密度降低、亚晶长大、基体中固溶元素含量下降、第二相粒子粗化、细小颗粒数量减少，都导致抗蠕变性能下降。

(2) MX 和 $M_{23}C_6$ 是 9%~12%Cr 钢的主要强化相。

(3) Laves 相析出初期起强化作用, 但 Laves 相的粗化降低蠕变强度。

(4) Z 相的析出伴随 MX 相的溶解, 且长大倾向严重, 它的析出与长大明显降低蠕变强度。

(5) 在 9%~12%Cr 钢中加入适量的 B 可强化晶界, 稳定 $M_{23}C_6$, 对长期组织的稳定有明显的作用。

近几年的研究发现, 9%~12%Cr 钢在高温下长期服役后析出 Z 相 (如图 8.3-10 所示), 它的组成为 Cr (V, Nb) N, Cr 促进 Z 相的形成。Z 相的析出与长大消耗大量的 MX 相, 导致蠕变强度快速下降。欧洲、日本、美国对 P91、P92、E911、P122 的高温长时性能都作了重新评估, 其结果对 P91 的影响不大, 维持原有许用应力; 而 P92、E911、P122 的高温长时性能都有下降, 见表 8.3-7、表 8.3-8。

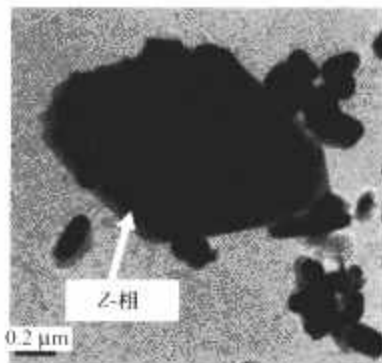


图 8.3-10 NF12 钢在 650℃ 下 1.7 万 h 观察到的 Z 相 Cr (V, Nb) N

表 8.3-7 ECCC 对 P92、E911 持久强度的重新评估

温度 (℃)	P92 10 万 h 持久强度 (MPa)			E911 10 万 h 持久强度 (MPa)		
	老数据	2005 年数据	变化比 (%)	老数据	2005 年数据	变化比 (%)
575	158	149.5	-5.4	143	134	-6.3
600	123	113	-8.1	108	98	-9.3
625	91	81	-11.0	77	70	-9.1
650	64	56	-12.5	53	49	-7.5

表 8.3-8 ASME 对 P92、P122 许用应力的重新评估

温度 (℃)	P92 许用应力 (MPa)			P122 许用应力 (MPa)		
	老数据	2006 年数据	变化比 (%)	老数据	2006 年数据	变化比 (%)
538	126.2	126.2	0.0	127.6	127.6	0.0
566	114.5	108.3	-5.4	115.8	99.3	-14.3
593	89.6	82.7	-7.7	88.9	73.1	-17.8
621	66.2	59.3	-10.4	64.1	49.6	-22.6
649		38.6		42.7	31.0	-27.4

4.2 奥氏体耐热钢

随着超超临界机组参数不断提高, 铁素体耐热钢已不能满足热强性和抗腐蚀性要求。奥氏体耐热钢比铁素体耐热钢具有更好的热强性和抗腐蚀性能, 但热膨胀系数大, 导热性差, 价格高。图 8.3-11 是奥氏体耐热钢的发展过程。18Cr-8Ni 奥氏体钢最初用于化工设备, 重点是抗腐蚀性, 而不是热强性。作为超超临界机组用钢, 需要高蠕变强度、高抗腐蚀性和低成本的奥氏体钢。在成分设计上结合固溶强化和沉淀强化机理, 优化 C、Mo、W、Nb、Ti 元素, 添加奥氏体稳定化元素 N、Cu 代替部分 Ni, 以降低成本; 在制造上优化加工工艺, 提高使用性能。

18Cr-8Ni 系钢, 在 TP304H 基础上加 Ti 形成 TP321H, 加 Mo 形成 TP316H, 加 Nb 形成 TP347H。这四种钢在 20 世纪 30 年代已开发成功, 在亚临界机组已有应用。在 TP321H 的基础上增 C 加 Nb, 开发成功 Tempaloy A-1 钢, 650℃ 的许用应力为 TP321H 的 1.6 倍; 在 Tempaloy A-1 的基础上加 3%Cu, 研制成功 Tempaloy AA-1 钢, 许用应力在 Tempaloy A-1 的基础提高了 30%。在 TP304H 的基础上增 C 加 3%Cu、Nb、N, 研制成功 Super304H 钢, 650℃ 的许用应力可提高 90%。

17Cr14NiCuMoNbTi 是 15Cr-15Ni 系稳定的奥氏体钢, 20 世纪 50 年代开发成功, 在早期的 Eddystone 1 超超临界机组上已有使用, 热强性好, 但抗腐蚀性差。然而, 17Cr14NiCuMoNbTi 钢合金元素的强化作用在 18Cr-8Ni 系的 Super304H 钢中得到应用, Super304H 钢的许用应力和抗腐蚀性能都好于 17Cr14NiCuMoNbTi 钢。

20%~25%Cr 系和高 Cr-高 Ni 系钢 (如 AISI310 和 CR30A) 具有优越的抗高温腐蚀和蒸汽氧化性能, 但许用应力与价格比太低, 成本太高, 需要通过优化成分设计提高性价比。在 AISI310 基础上加 Nb、N 形成 HR3C, 在 Alloy 800H 基础上去 Al、Ti 减 Ni 加 Nb、N 形成 Tempaloy A-3, 在 Alloy 800H 基础上去 Al 减 Ni 加 Mo、Nb 形成 NF709。然后综合 Super304H、HR3C 和 HR6W 合金的成分设计, 通过添加 N 和 Cu 降低 Ni 含量并实现奥氏体组织稳定化, 开发出具有优异的高温强度, 且造价相对低廉的 SAVE25 (22.5Cr18.5NiWCuNbN) 奥氏体钢, 10 万 h 持久强度为 100MPa 的温度比 HR3C 高 20℃。

对于 TP347H, 通过调整优化热处理工艺, 使钢管整体获得细晶粒组织 (晶粒度大于等于 8 级), 提高了热强性, 650℃ 的许用应力比常规热处理的 TP347H 高 20%, 并具有更高的抗蒸汽氧化能力。细晶粒 TP347H 被 ASME 命名为 TP347HFG, 在超临界、超超临界锅炉上已有广泛应用。

为提高管子内壁抗蒸汽氧化能力, 日本钢管公司通过特殊处理, 使钢管内表层形成 200μm 左右的细晶粒组织。由于晶粒细小, 在氧化膜和基体金属之间, 铬原子沿晶界短程扩散, 形成一个均匀而连续致密的 Cr_2O_3 薄膜, 防止高温蒸汽与金属基体接触, 从而提高管子内壁的抗高温蒸汽氧化能力。

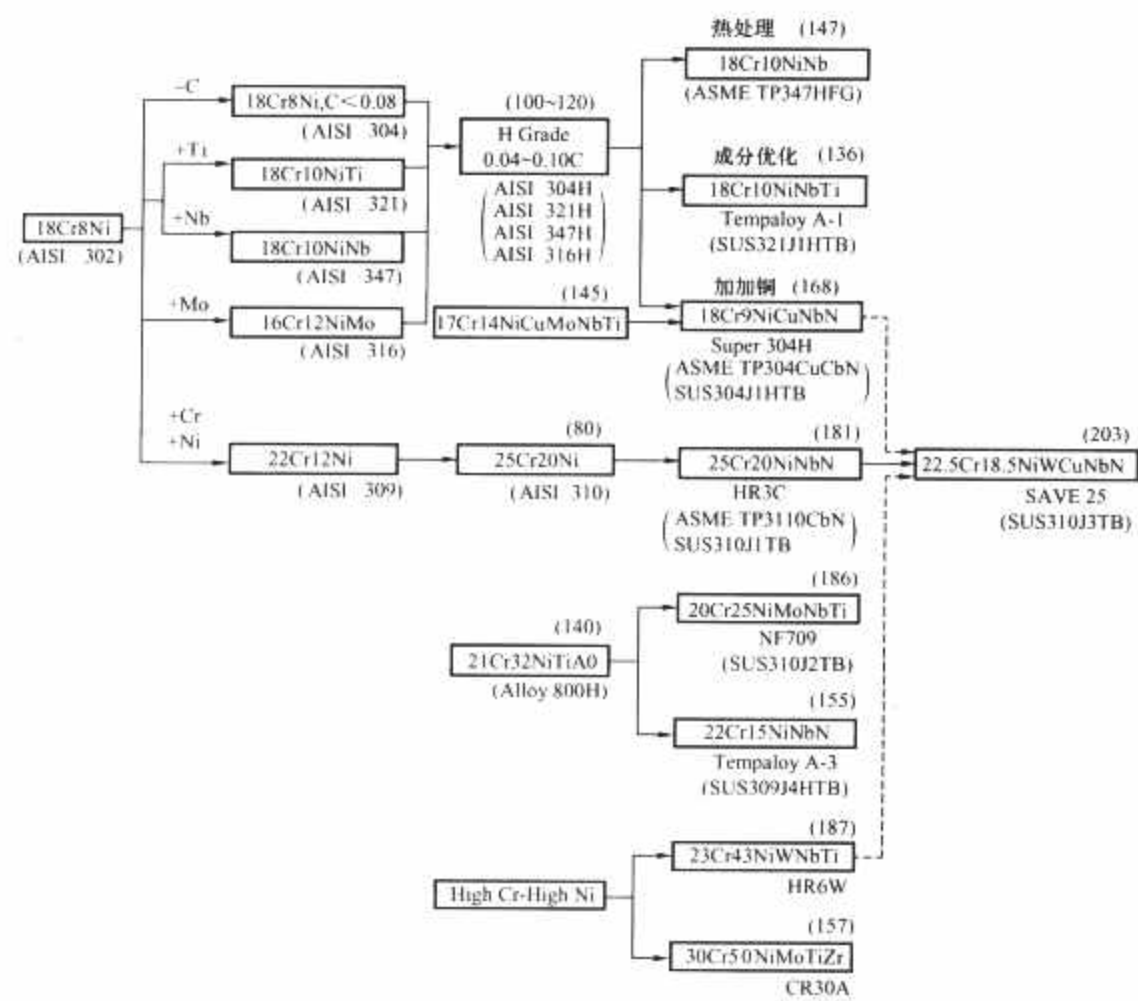
4.3 Ni 基高温合金

欧洲 Thermie 计划和美国 Vision21 计划开发的超超临界机组, 蒸汽温度都超过了 700℃, 铁素体钢和奥氏体钢已不能承受这样的高温, 高温部件材料需采用 Ni 基高温合金。Ni 基高温合金具有很高的蠕变强度和抗烟气腐蚀与蒸汽氧化能力, 热膨胀系数介于铁素体钢和奥氏体钢之间, 但价格昂贵, 加工难度大。

Ni 基高温合金广泛应用于航空与燃机; 对于超临界、超超临界机组, Ni 基高温合金目前只有少量应用于汽封、螺栓和叶片。Thermie 计划和 Vision21 计划推动了 Ni 基高温合金用于超超临界机组的应用性开发研究, 包括材料选用、应用力学性能、蒸汽氧化、烟气腐蚀、焊接工艺、制造加工工艺等的研究。超超临界机组在 700℃ 以上, 许多关键部件将采用 Ni 基高温合金, 表 8.3-9 是候选 Ni 基合金的化学成分。

Thermie 计划已经研制出一些 Ni 基合金的部件, 如 Alloy174 和 INCO740 小口径管, Nimonic263 大口径管, CCA617、IN625、IN718、Nimonic263 转子锻件, CCA617、IN625 铸造阀室等。

国内部分超 (超) 临界机组主要部件用材列于表 8.3-10 中。



() 内数字为 600℃、10 万 h 持久强度值 (MPa)
图 8.3-11 奥氏体耐热钢的发展过程

表 8.3-9 候选 Ni 基合金的化学成分

合 金	Fe	Ni	Cr	Co	Mo	W	Nb	Al	Ti	Mn	Si	C	B	其他
CCA617		54	22	12	9			1	0.3			0.07		
IN625	2.5	61	21.5		9		3.6	0.2	0.2	0.2	0.2	0.05		
IN718		Bal	19		3		5	0.5	1			0.04		
INCO740	0.7	48	25	20	0.5		2	0.9	2	0.3	0.5	0.06		
HR120	33	37	25	3	2.5	2.5	0.7	0.1		0.7	0.6	0.05	0.004	0.2N
HR160	4	Bal	28	27							2.75	0.05		
Haynes230	3	Bal	22	5	2	14		0.3			0.4	0.1		0.2La
Alloy174		24.9	22.2	1.5		3.5	0.49					0.08		Cu3
45TM	23	45	27.5							1.0	3.0	0.08		0.3Cw
HR6W		43.0	23.0			6.0	0.18		0.08	1.2	0.4	0.08	0.003	
Nimonic80A	5	Bal	20	2				2	3			0.1		
Nimonic105	1	Bal	15	20	5			4	2			0.2		
Nimonic263	0.7 Max	Bal	19.0~ 21.0	19.0~ 21.0	5.6~ 6.1			0.6 Max	1.9~ 2.4	0.60 Max		0.04~ 0.08	0.0005 Max	Cu0.2 Max
Waspaloy	2	Bal	20	14	4			1	3			0.07		

表 8.3-10 国内部分超（超）临界机组主要部件用材

超（超） 临界机组	南京（热）电厂 320MW 机组 25MPa/545℃/545℃	石洞口电厂 600MW 机组 24.6MPa/541℃/569℃	后石电厂 600MW 机组 25.4MPa/542℃/568℃	外高桥电厂 900MW 机组 25.76MPa/542℃/568℃	沁北电厂 600MW 机组 24.2MPa/566℃/566℃	玉环电厂 1000MW 机组 26.25MPa/600℃/600℃
高温过热器	1Cr18Ni12Ti	X20CrMoV121	T91	T91	TP347H	HR3C (25-20) 超级 304H
高温再热器	1Cr18Ni12Ti/ 12Cr1MoV	X8CrNiNb1613	T91	T91	TP347H	
主蒸汽管 集箱	15Cr1Mo1V	P22 X20CrMoV121	P91	P91	P91	P92(主)、P122(过导) P91(再导)
水冷壁管	12Cr1MoV	10CrMo910/ 13CrMo44	T12	T11	T2	T12

续表

超(超)临界机组	南京(热)电厂 320MW 机组 25MPa/545℃/545℃	石洞口电厂 600MW 机组 24.6MPa/541℃/569℃	后石电厂 600MW 机组 25.4MPa/542℃/568℃	外高桥电厂 900MW 机组 25.76MPa/542℃/568℃	沁北电厂 600MW 机组 24.2MPa/566℃/566℃	玉环电厂 1000MW 机组 26.25MPa/600℃/600℃
高中压转子	20Cr3MoWV (stc415)	ST461TS/ST12TS	30Cr1Mo1V	30CrMoNiV511/ X12CrMoWVNbN1011	30Cr1Mo1V	X12CrMoWVNbN1011
低压转子	25Cr2NiMoVA	ST565TS	30Cr2Ni4MoV	26NiCrMoV145	30Cr2Ni4MoV	26NiCrMoV155 (30Cr2Ni4MoV)
高温段叶片	1Cr11MoV	ST12T (高压缸) st17/13W (中压缸)		X22CrMoV121 X12CrMoVNbN1011 X19CrMoVNbN111	2Cr10NiMoWVNb (10705MBU) 1Cr10MoWVCbNbNB (MTB10A)	NiCr20TiAl (Nimonic 80A) X12CrMoWVNbN1011 X19CrMoVNbN111
高温螺栓	20Cr1MoVTiB (st182)	ST12T	2Cr12WMoVNbB 1Cr10NiW2NbVN	X10CrMoVNb91 X19CrMoNbVN111	1Cr10MoWVCbNbNB 2Cr10NiMoWVNb	X18CrMoVNbN111? X19CrMoVNbN111
高中压内缸	ZG15Cr1Mo1V	STG50T (高压) STG11T (中压)	ZG15Cr2Mo1	G17CrMoV510 GX12CrMoVNbN1011	ZG1Cr10MoVNbN (MJC12)	GX12CrMoVNbN91 GX12CrMoWVNbN1011

第 4 章 超临界、超超临界锅炉

1 超临界、超超临界锅炉的技术特点

1.1 水、汽变相点（水、汽集态变相点）附近工质的物理变化特性

亚临界压力电站锅炉内的工质经历加热、蒸发和过热三个阶段，从水中产生气泡到全部水变成蒸汽是逐渐完成的。而在超临界压力锅炉中这一过程是在短时间内集态变相完成的。在集态变相点附近，工质的物理参数如比热、比体积、热导率、动力黏度等都会发生急剧的变化，甚至会造成管壁对工质的最小放热系数。这时当管内工质的质量流速较低，而管圈正好在热负荷较高区段，就有可能出现传热恶化，局部管壁温度升高，甚至出现超温现象。这种情况类似于亚临界压力时的核态沸腾（DNB）现象。为此，在设计超临界压力锅炉的管圈时，应选用适当的质量流速和选择集态变相点在炉膛内的合适位置。

现代超临界、超超临界压力锅炉还要求滑压运行。当锅炉负荷低于 70% 以下时，锅内将处于亚临界压力状态下运行。此时又要考虑双向流体的管间脉动、多值性流动等一系列问题。也就是说，在设计超临界压力锅炉管圈时，还需要同时考虑该管圈在亚临界压力状态下运行的可靠性。

1.2 锅炉水冷壁管圈形式

超临界锅炉蒸发受热面（水冷壁）有垂直管圈和螺旋管圈两种形式。我国从俄罗斯以及日本三菱重工引进的超临界锅炉均采用垂直管圈式水冷壁，从苏尔寿与 CE、GEC-Alsthom 引进的超临界锅炉下部炉膛采用螺旋管圈，上部采用垂直管圈。

1.2.1 螺旋管圈式水冷壁特点

直流锅炉水冷壁的设计往往面临难以兼顾炉膛周界尺寸与必须具备足够质量流速的矛盾。炉膛周界尺寸由燃烧条件决定，当锅炉负荷及燃用煤种确定后，炉膛周界尺寸也就基本确定。炉膛周界尺寸确定后，为保证垂直管圈水冷壁具有足够的质量流速，在选择水冷壁管径时，会遇到很大困难。为了使水冷壁管达到足够的质量流速，必须选用小口径水冷壁管，但这对锅炉的安全可靠性不利。

螺旋管圈水冷壁能够满足全炉膛变压运行的要求，因此，目前大部分超临界和超超临界变压运行机组采用下炉膛螺旋管圈，上炉膛垂直管圈的传统设计。螺旋管圈水冷壁的最大特点是在达到足够的质量流速的同时，其管径和管数可不受炉膛周界尺寸的限制，解决了周界尺寸与质量流速之间的矛盾，只要增减螺旋上升角度，就可以改变管数，在管径选用上有一定的灵活性，可以采用较大管径的光管水冷壁。螺旋管圈的盘绕圈数与上升角度和炉膛高度有关。圈数太少会丧失螺旋管圈减少吸热偏差方面的优点；圈数太多会增加水的流通阻力。一般推荐圈数为 1.5~2.5 圈。由于工作在下辐射区的水冷壁同步经过受热最强和最弱的区域，螺旋管圈可以有效地补偿沿炉膛四周的热偏差，不需要根据热负荷分布进行并联管组中复杂的流量分配，在低负荷下仍能保持

并联管组流动的稳定性，且因吸热偏差小而在水冷壁进口可不设置分配流量的节流圈。

螺旋管圈的缺点是结构复杂，流动阻力大，现场安装工作量大，管圈支吊复杂。

1.2.2 垂直管屏式水冷壁特点

日本三菱重工在亚临界控制循环锅炉设计制造经验的基础上，开发了一次上升垂直管圈水冷壁变压运行的超临界和超超临界锅炉，特点是采用内螺纹管来防止变压运行至亚临界区域时，水冷壁系统中发生膜态沸腾，在水冷壁入口处设置节流圈使管内流量与吸热量相适应。内螺纹管的金属温度可抑制得很低，设计采用 $1500 \sim 2000 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 的质量流速完全可以确保水冷壁的可靠运行。截至 2000 年，在日本已有 7 台采用这种水冷壁结构的超超临界锅炉投入运行。这种水冷壁布置形式除了安全性高外，还有以下优点：

(1) 工质质量流速降低，阻力损失减小，可节省输送动力。

(2) 结构简单，炉膛易于支吊，减少支吊用结构件，且工地现场焊接量减少，可靠性高，安装和维修方便。

(3) 燃煤机组灰渣容易脱落，使炉膛水冷壁积灰渣量减少。

(4) 蒸发管的全部阻力损失中，加热区段摩擦损失所占比例减少，因此当炉膛吸热量变化时，管内流量变化减少。

因此，为确保超超临界机组能实现变压运行，就超超临界锅炉水冷壁的布置形式而言，无论是日本三菱重工采用的垂直管屏形式，还是传统设计中采用的螺旋管圈形式，都已有多台超超临界锅炉投运业绩，且取得了良好的运行经验。

超超临界锅炉由于容量增大（采用 600~700MW 或 900~1000MW 等级），为确保其水循环可靠，所需的内螺纹管的管径将相应增大。例如，1000MW 等级的锅炉采用 $\phi 32 \text{ mm}$ 的内螺纹管一次上升垂直管屏的水冷壁系统，MCR 工况时管内质量流速可达到 $1800 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。因此，垂直管屏水冷壁结构的优越性会更多地体现出来。

自 20 世纪 90 年代以来，随着内螺纹管的制造工艺不断完善，国内锅炉制造厂在设计制造 300MW 控制循环锅炉时也普遍采用了内螺纹管垂直管屏型水冷壁结构，对于内螺纹管垂直管圈型或螺旋管圈型水冷壁均积累了丰富的设计经验，并已具备了相应的制造能力，取得了良好的运行业绩。

1.3 锅炉布置形式与燃烧方式

(1) 锅炉主要布置形式的比较（Π 型和半塔型）。大容量超临界电站锅炉的总体布置形式主要有两种，即 Π 型和半塔型。Π 型布置是国内外大容量锅炉用得最广泛的布置形式。与半塔型布置相比，Π 型布置优点如下：

- 1) 锅炉钢架及厂房建筑可较低。
- 2) 尾部对流烟道气流向下，易于吹灰，并有自生吹灰作用。
- 3) 各受热面部件易于布置成逆流形式（因受热面内工质向上流动）。
- 4) 锅炉本身及与汽轮机的连接管道系统消耗的金属

适中。

Π型布置缺点如下:

- 1) 锅炉占地面积大。
- 2) 尾部受热面布置较困难,特别是燃用低热值劣质燃料时可能布置不下。
- 3) 转弯烟室易形成局部烟气走廊而加剧局部受热面磨损。
- 4) 采用悬吊结构,需要穿炉顶的部件较多,给炉顶密封带来困难。

为解决Π型锅炉尾部受热面布置困难问题,可将尾部烟道对称地一分为二,即采用T型布置。T型布置可使炉膛出口烟窗高度缩小,改善过渡烟道流动工况,减少烟气沿高度的热偏差;其缺点是锅炉占地面积大;汽水管道的连接系统复杂,金属材料消耗增多;燃烧器布置不方便。我国从俄罗斯进口的500MW和800MW超临界锅炉就采用这种布置形式,在炉膛上部开两个出口烟窗,组成两个对流烟道,以解决对流烟道中的布置困难和降低出口烟窗高度。

在半塔型布置中,过热器、再热器及省煤器等对流受热面依次布置在炉膛上部,烟气从炉膛出口一路向上,但离开省煤器后,即转弯从垂直的空烟道中往下流向布置在下部的空气预热器、除尘器及引风机等。这种锅炉的对流受热面均采用顺列布置,无转弯烟室,烟气在对流受热面中不改变流动方向,因此烟气中的飞灰不会因离心力而集中,不会加剧局部受热面的磨损,非常适用于灰分较多的燃料。而且,上升烟气流中粗灰粒的上升速度低于烟气流速约1m/s,若省煤器的平均烟速为7.2m/s,则采用半塔型锅炉。与采用Π型锅炉相比,半塔型锅炉省煤器的磨损量会减少40%。半塔型布置没有顶棚过热器,对流受热面均由炉内悬吊,炉内悬吊管再由穿出炉顶的吊杆来支撑,吊杆数量少,间距大,密封施工的工作量大为降低。对于前后墙穿墙管的密封则较为简单,且烟温较低,管系膨胀方向与炉墙一致,易取得较好的密封效果。此外,过热器、再热器和省煤器均为水平布置,各受热面及集箱内的疏水可全部排尽,发生事故时冷却速度快,集箱管座的受力状态(均为水平推力)也可得到改善。

对于超临界和超超临界锅炉,国外除德国、丹麦等欧洲国家因燃用褐煤而多采用半塔型布置外,大多数采用Π型布置。我国现役及在建的亚临界和超临界锅炉中,Π型锅炉也占绝大多数,只有少数由欧洲进口的锅炉采用半塔型布置。

(2) 锅炉的主要燃烧方式。直流燃烧器四角切圆燃烧和旋流燃烧器前墙或对冲燃烧是目前国内外应用最为广泛的煤粉燃烧方式。由于切圆燃烧中四角火焰的相互支持,一、二次风的混合便于控制等特点,其煤种适应性更强,可以燃用各种低挥发分和高灰分的煤,适合我国燃煤电站锅炉煤种多变和煤质逐渐变差的特点。目前,我国设计制造的亚临界300、600MW机组锅炉绝大多数采用这种燃烧方式。但是,锅炉容量增大后,炉膛截面尺寸将越来越大,炉内气流旋转强度相对减弱,为了保证获得良好的炉内空气动力场,应尽可能地将炉膛设计成正方形和接近正方形,从而不得不采用双炉膛双四角布置形式。此外,Π型布置锅炉如采用四角切圆燃烧,则锅炉容量增大后,由切圆燃烧烟气的炉膛出口烟气流存在的残余旋转,将使炉膛出口烟温及烟量的分布的偏差加剧,从而导致炉膛出口过热器与再热器区域烟气侧的热偏差。

大容量锅炉采用旋流式燃烧器时,燃烧器在锅炉前后墙相对排列,即形成对冲燃烧。采用这种燃烧方式的锅炉沿炉膛宽度的烟温及速度分布较均匀,过热器与再热器的烟温和汽温偏差相对较小。

在国外,只要锅炉制造厂一经确定,其燃烧器的形式也就确定了,因为生产商都有各自的传统技术。例如,美国CE公司技术的特点之一就是采用直流燃烧器切圆燃烧方式,与美国CE公司同属一个技术流派的日本三菱重工在燃烧器布置方面也采取相同的策略,而美国B&W公司、俄罗斯等习惯采用旋流燃烧器前后墙对冲的燃烧方式。在我国,虽然直流燃烧器切圆燃烧方式占主导地位,但实际运行情况表明,在大容量煤粉炉的着火及低负荷燃烧稳定性、燃烧经济性、NO_x的生成量、对炉膛水冷壁结渣的影响等方面,旋流燃烧器前后墙对冲燃烧方式与直流燃烧器四角切圆燃烧方式并没有明显差异。

(3) 锅炉布置形式与燃烧方式的选择。国外已投运的超临界和超超临界锅炉无论是Π型布置还是半塔型布置都采用切圆燃烧或对冲燃烧的运行业绩,具体的组合方式如下:

- 1) 四角切圆燃烧+Π型布置,如美国CE、日本三菱重工的600~800MW机组等。
- 2) 八角双切圆燃烧+Π型布置,如日本三菱重工的500~1000MW机组等。
- 3) 对冲燃烧+Π型布置,如日本IHI、日立BHK的600~1050MW机组等。
- 4) 四角(八角)单切圆或八角双切圆燃烧+半塔型布置,如丹麦FLS Miljø/BWE、德国EVT的400~950MW机组等。
- 5) 对冲燃烧+半塔型布置,如德国Babcock、Steinmüller的300~920MW机组等。

可见,锅炉布置方式与其采用的燃烧方式之间并无必然的联系。但是,当采用Π型布置切圆燃烧时,一般认为,四角切圆燃烧锅炉由于炉膛出口的残余旋转导致的烟气侧热力偏差会随着锅炉容量的增大而加剧,因此其适用的锅炉容量上限应有所限制,锅炉容量进一步增大,应采用八角双切圆方式。例如,日本三菱重工认为,四角切圆燃烧方式适用的锅炉容量上限大约为800MW,而八角双切圆燃烧方式自500MW起可一直用到1000MW以上。

综上所述,在设计超超临界锅炉时,应根据机组容量的不同,采用相应的布置方式和燃烧方式。

1) 600~700MW: 四角切圆燃烧+Π型布置或半塔型布置、对冲燃烧+Π型布置或半塔型布置。

2) 900~1000MW: 八角双切圆燃烧+Π型布置、对冲燃烧+Π型布置或半塔型布置。

2 600MW超临界锅炉典型方案

2.1 汽水参数与煤质特性

600MW超临界锅炉在BMCR工况下过热蒸汽压力均采用25.4MPa(g),再热蒸汽出口温度均为569℃,但过热蒸汽的出口温度有两种:一种为543℃,对应汽轮机入口蒸汽温度为538℃;另一种为571℃,对应汽轮机入口蒸汽温度为566℃。由于后者机组的热效率较高,因此国内大多数的600MW超临界锅炉的蒸汽出口温度均采用571℃/569℃(主蒸汽/再热蒸汽)。锅炉BMCR工况下的蒸发量和所采用的蒸汽参数有关,对于汽温为543℃/569℃的机组一般为1950t/h,对于蒸汽温度为571℃/569℃的机组其蒸发量为

1900~1910t/h。以上蒸发量均相对于采用湿冷机组，而对于空冷机组，BMCR 的蒸发量将略大于上述数值。

国内已生产的 600MW 超临界锅炉绝大部分燃用烟煤，而且对大多数沿海电厂的超临界机组大多数燃用结渣性较强的内蒙神木烟煤或大同烟煤。近年来，有些机组的设计煤种为劣质烟煤（ $A_{ar}>30\%$ ， $Q_{net,V}=12560\sim 16750\text{kJ/kg}$ ）、褐

煤和贫煤。另外，燃用无烟煤的 600MW 超临界锅炉也已进入研制阶段。

2.2 锅炉主要性能数据

600MW 超临界 Π 型布置锅炉主要性能数据见表 8.4-1。

表 8.4-1 600MW 超临界 Π 型布置锅炉主要性能数据

项 目	负 荷	单位	BMCR	TMCR	75%BMCR	50%BMCR	30%BMCR	高压加 热器切除
过热器出口流量		t/h	1913	1816	1435	956.5	573.9	1450
再热器出口流量		t/h	1584	1510	1209	824.1	504.9	1422
过热器出口压力		MPa(g)	25.4	25.28	24.84	19.10	11.71	24.86
过热器总压降		MPa	1.74	1.29	0.92	0.64	0.35	0.87
再热器进口压力		MPa(g)	4.38	4.18	3.34	2.26	1.32	3.99
再热器出口压力		MPa(g)	4.19	4.0	3.19	2.15	1.26	3.82
再热器总压降		MPa	0.19	0.18	0.15	0.11	0.06	0.17
启动分离器压力		MPa(g)	27.14	26.72	25.76	19.68	12.07	25.76
水冷壁压降		MPa	1.50					
省煤器压降(不含位差)		MPa		0.21	0.18	0.14	0.12	0.19
给水压力		MPa(g)	28.87	28.19	26.78	20.25		26.63
过热器出口汽温		℃	571	571	571	571	550	571
再热器出口汽温		℃	569	569	569	569	495	569
给水温度		℃	283	280	265	242	216	184
启动分离器温度		℃	421	422	425	412	357	407
空气预热器出口一/二次风温		℃	347/322	341/317	325/295	303/280	270/249	291/269
炉膛出口烟温		℃	1000	984	912	794	634	956
空气预热器出口烟温(未修正)		℃	127	124	110	101	86	107
空气预热器出口烟温(修正后)		℃		120	106	97	82	104
锅炉热效率(低热计算值, ASME PTC4.1)		%	94.40	94.52	95.02	94.99	95.24	95.19
炉膛截面热负荷		MW/m ²	4.31	4.12	3.38	2.382	1.416	3.91
炉膛容积热负荷		kW/m ³	81.3	77.8	63.8	45.0	26.7	73.8
燃烧器区域面积热负荷		MW/m ²	1.517	1.452	1.19	0.839	0.498	1.377
炉膛出口过量空气系数		—	1.19	1.19	1.19	1.33	1.41	1.19

2.3 总体布置特点

600MW 超临界锅炉总体布置如图 8.4-1 所示，锅炉采用双烟道布置。下炉膛前、后墙上布置了低 NO_x 旋流式燃烧器，采用对冲燃烧，上炉膛靠近折焰角处布置了屏式过热器，折焰角上方则布置了末级过热器，水平烟道采用单斜坡，布置了末级再热器。由于锅炉采用烟气挡板调节再热汽温，因此尾部烟道被分隔墙分开成前、后两竖井烟道。在前竖井内沿烟气流向分别布置了低温再热器和前省煤器，后部竖井烟道内则布置了低温过热器和后省煤器，在省煤器出口烟道布置了烟气分配挡板，调节两竖井烟道中的烟气量，尾部烟道的下方则布置有两台三分仓容克式空气预热器。

水冷壁冷灰斗及下部炉膛膜式水冷壁采用螺旋管圈，上部炉膛则为垂直膜式水冷壁，在下炉膛出口处装有中间混合集箱，以实现从螺旋管圈水冷壁到垂直膜式水冷壁之间的过渡。

为了进一步降低 NO_x 生成量，在主燃烧器上方布置了

一层燃尽风以实现二级分层燃烧。

锅炉采用内置式多组汽水分离器带循环泵的启动系统，以满足启动、停炉和低负荷运行的需要，并尽量减少启停时的工质损失。

锅炉配有刮板式捞渣机连续出渣装置。

2.4 水冷壁系统

2.4.1 水冷壁工作特点

变压运行超临界锅炉的水冷壁在整个运行过程中要经历三个阶段：第一阶段（启动阶段）即由点火到转入最低直流负荷前水冷壁靠循环泵按强制循环运行；第二阶段自最低直流负荷到临界点以前为亚临界直流模式运行；第三阶段则为临界点到满负荷，即为超临界直流运行。第一阶段（启动阶段）水冷壁的安全性主要为保证水动力的稳定，即不发生多值性、脉动和倒流等以及控制水冷壁间的最大温差不超过允许值；第二阶段主要是防止出现膜态沸腾（DNB）以及在近临界区出现蒸汽（DRO）时控制壁温在许可范围内；第三

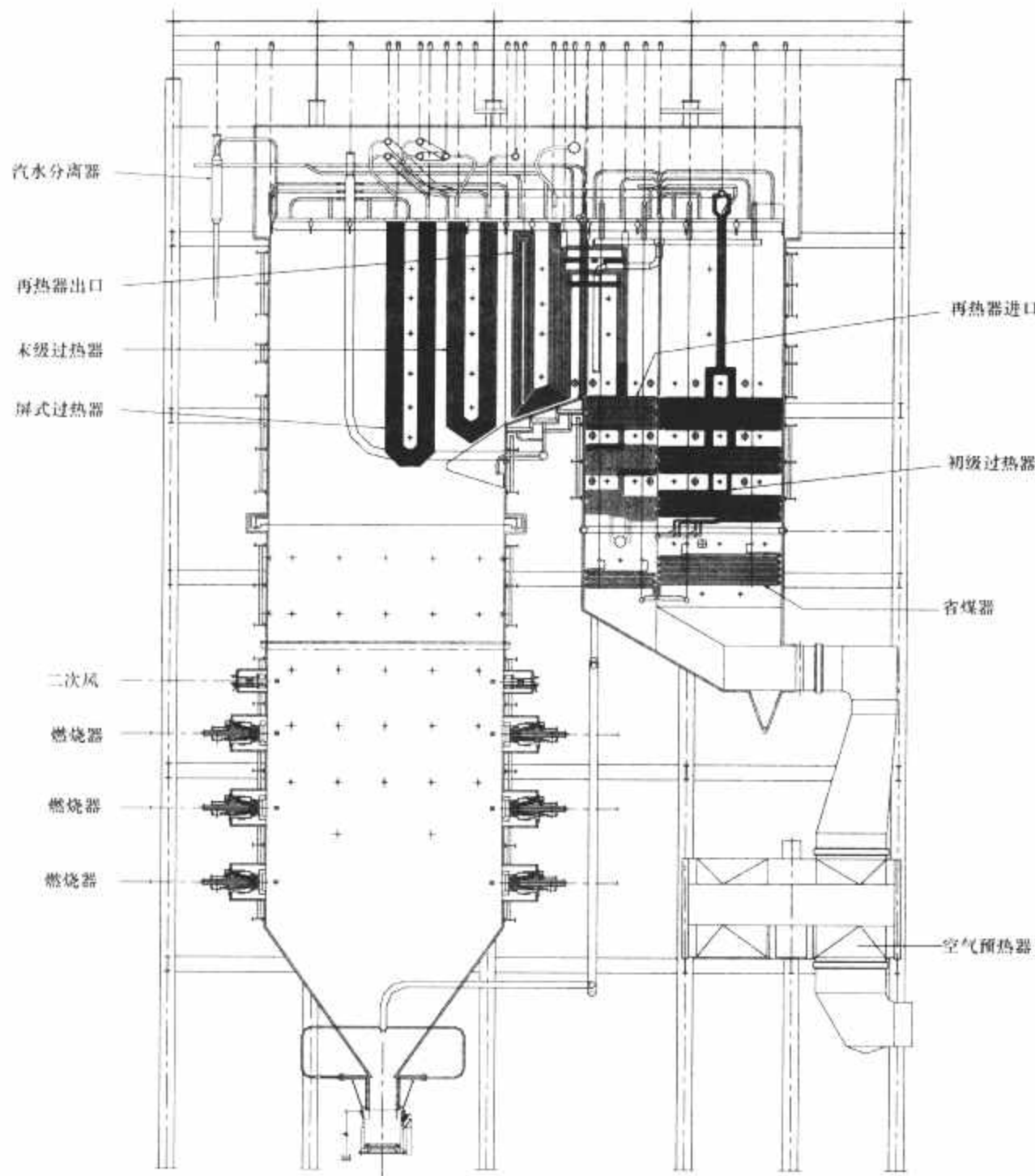


图 8.4-1 600MW 超临界锅炉总体布置

阶段主要是控制水冷壁在高负荷情况的最高壁温和管间温度偏差在许可范围内。要满足上述三个阶段的安全性，除了结构和布置上的因素外，最主要的手段是选取合理的水冷壁质量流速。

2.4.2 螺旋管圈与垂直管圈的过渡

螺旋管圈与垂直管圈过渡区结构如图 8.4-2 所示。下炉膛的螺旋管圈向垂直管圈的过渡是由中间混合集箱完成的，此集箱既作为压力平衡集箱，又可以起到一定程度的工质混合作用，以减少各水冷壁管间的压力、流量和温度的偏差，典型的 600MW 超临界锅炉每一根螺旋管通过中间集箱变成 3 根垂直管进入上炉膛。螺旋管圈的悬吊是由焊在管壁外的张力板实现的，通过沿下炉膛全高布置的垂直张力板与上炉膛垂直水冷壁上的水平张力板相焊，将螺旋管圈的载荷向垂直管屏的均匀传递。

2.4.3 水冷壁流程

由省煤器来的水经过大直径导管进入前后水冷壁下集箱，流经下炉膛螺旋管圈进入中间混合集箱再流经上炉膛垂直管圈，由前、后和两侧墙出口的工质汇集到下降管进入折焰角汇集箱再分成两平行回路，一路流经折焰角斜坡和对流管束，另一路则流经水平烟道两侧墙，这两路出口的工质全部送往汽水分离器。这种流程系统的优点是消除了因传统的

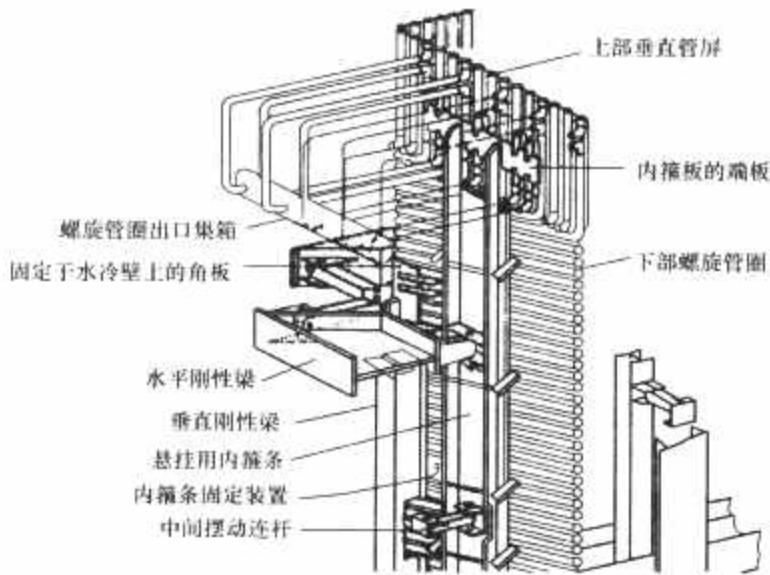


图 8.4-2 螺旋管圈与垂直管圈过渡区结构

后水冷壁吊挂管、水平烟道侧包墙和水冷壁对流管束全部由后水冷壁分出，而导致的三个平行回路争水的现象，以致出现吊挂管因流量少而超温爆管，同时还能通过下降管消除炉膛四面墙出口工质的温度偏差。

2.4.4 水冷壁结构特性

典型的 600MW 烟煤锅炉下炉膛包括冷灰斗全部采用光

管螺旋管圈，共 436 根管子，管子规格为 $\phi 38 \times 6.5\text{mm}$ ，节距为 53mm，管材为 SA213T12 或 15CrMoG，倾角为 17.893° ，盘旋 1.58 圈，已足够消除水冷壁管在炉膛四墙吸热偏差；上部垂直管屏也为光管，共 1312 根，管子规格为 $\phi 31.8 \times 5.5$ ，节距为 57.5mm，管子材质与螺旋管圈相同。下炉膛螺旋管圈水冷壁上布置了专门设计的水冷燃烧器喉口，喉口表面镶衬光洁的导热性能良好的碳化硅砖，不仅耐高温、耐磨，喉口表面温度较低，可以完全消除燃烧器喉口区域的结渣，而且有利于火焰的稳定性。

2.4.5 质量流速和最低直流负荷的选择

合理的水冷壁质量流速是保证变压运行超临界锅炉水冷壁安全性的关键，典型的 600MW 超临界烟煤锅炉 BMCR 工况螺旋管圈的设计质量流速为 $2400 \sim 2600\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ，不仅可以保证在超临界区运行时，最高管壁温度不超过管材的许可壁温，在亚临界区直流运行时，最高热负荷下不发生膜态沸腾，而且在高干度区出现蒸汽 (DRO) 时可控制壁温在许可值以内。上部垂直管屏在 MCR 工况选取的质量流速为 $1260 \sim 1300\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。经验表明，当该区域一旦出现 DRO 时，也可以控制壁温在安全范围内。

锅炉的最低直流负荷目前均采用 30%BMCR，此时下炉膛螺旋管圈质量流速为 $750\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ，远高于临界质量流速 $450\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ，因此不仅可以保证在启动和低负荷阶段水冷壁水动力稳定性，而且可以控制此阶段的水冷壁最大温差在许可范围内。目前，国内外均采用最低直流负荷为启动系统设计容量，若提高最低直流负荷，不但增大了启动系统的设备投资，而且也降低了启动阶段的运行经济性。

2.4.6 水冷壁出口温度、最低直流负荷出口过热器和入口欠焓

典型的 600MW 超临界锅炉，在 BMCR 工况出口的工质温度为 420°C 左右，它取决于锅炉汽水系统的合理吸热分配、水冷壁和汽水分离器所选用的材质以及最低直流负荷时水冷壁出口过热度等综合因素。

为避免在最低直流负荷运行时因水冷壁出口过热度不足而出现两相介质进入过热器导致爆管，应保证水冷壁出口的过热度 (或过热焓) 为 $100 \sim 200\text{kJ}/\text{kg}$ 。

为避免在最低直流负荷下运行时因水冷壁入口过冷度或入口欠焓不足，在发现压力波动时因水冷壁入口出现汽化而导致水冷壁管间流量分配不均，从而影响水冷壁安全性，因此要求在最低直流负荷时入口过冷度应大于 20°C 。

2.4.7 水动力不稳定性

水动力不稳定性主要发生在最低直流负荷工况，主要包括以下内容：

(1) 多值性：也称静态不稳定，即在同一流量下出现三个压降，导致巨大的流量偏差，因此只要保证在低负荷下水冷壁流量与压降保持线性关系即可避免，合理的质量流速与入口欠焓最为主要。

(2) 脉动：也称动态不稳定，即在给水冷壁一个扰动量后，水冷壁中的流量发生振荡和周期性变化。脉动形式按发生的部位可分为管间脉动和屏间脉动；若按脉动产生的原因，则又可分为密度波型、压降型和热力型脉动。

(3) 停滞：主要发生于某些受热弱而又存在较长的绝热段的回路如水平烟道侧包墙，导致该处出现自由水面而停止流动。

无论是螺旋管圈还是垂直管圈，要防止发生上述水动力不稳定特别是脉动，则保证最低直流负荷时有足够的质量流速最为重要。另外，必要时在螺旋管圈中加装压力平衡集箱

也是有效的，对垂直管来说在入口处加装节流孔圈，提供附加阻力也是一种有效措施。为了防止出现停滞，应尽量缩短不受热段长度，保证受热较弱回路的压降大于重位压头也是必要的。所有上述水动力不稳定性均可以在设计中通过水动计算来进行校验。

2.5 过热器

(1) 过热器流程。过热器采用三级布置，由顶棚和尾部竖井包墙系统来的蒸汽依次流经布置在尾部烟道后竖井的一级过热器、炉膛上部的屏式过热器和折焰角上方的末级过热器。

(2) 结构特点。

1) 进、出口集箱之间的连接管大多采用两端引入、引出，并进行左右交叉，能确保各级受热面中蒸汽流量的均匀分配，尽量减少热偏差，不需采用大型三通。

2) 管屏和每级的出口集箱之间通过小集箱和带弯头的连接管相连接，使小集箱和出口集箱的热应力较小。

3) 屏式过热器底部采用膜式结构，此种膜式屏底能防止单管的错位与出列，保持管排平整，国内外运行经验表明能有效抑制管屏的结焦和挂渣。

4) 改变进口集箱管孔孔径调节流量，与传统的装设节流孔圈或文丘里型节流管段相比，结构简单、效果良好，能有效调节各平行管之间的流量，减少水力和热力偏差。

(3) 结构数据。各级过热器的管径、节距和材质见表 8.4-2。

表 8.4-2 各级过热器的管径、节距和材质

部件名称	外径 (mm)	横向节距 (mm)	材 质
屏式过热器	38	690	T91, TP347H
末级过热器	44.5	690	T91, TP347H
水平低温过热器 (中、下)	57	115	T12(15CrMoG)
低温过热器(上)	51	230	T22(12Cr1MoVG) / 15CrMoG
立式低温过热器	51	230	T22(12Cr1MoVG)

(4) 过热汽温调节。600MW 超临界锅炉与所有直流锅炉一样，过热汽温的主要调节手段是改变煤水比，即负荷变化时首先根据负荷信号改变给煤量与给水量比值调节汽温，而以喷水减温调节作为主蒸汽温度的辅助调节手段。

锅炉装有两级喷水减温器，分别装于低温过热器至屏式过热之间的连接管与屏式过热器到末级过热器的连接管上，每级喷水设左右两点，喷水减温系统总容量按最大喷水量的 150% 设计。

喷水减温器采用传统的笛形管式，喷水水源来自给水泵出口。

超临界直流锅炉虽已采用改变煤水比调节过热汽温，使主蒸汽温度基本可以达到设计值，但由于变压运行超临界锅炉在负荷变化时主蒸汽压力变化大，比热变化更达数十倍，为了保证快速升降负荷，特别是升负荷时的设计汽温，锅炉的设计应使所有的负荷下均基本上保持恒定的喷水量，锅炉设计中采用了以 30%~100%BMCR 负荷范围内过热器总喷水量为 6%BMCR 的主蒸汽流量。

2.6 再热器

(1) 再热器流程。再热器工作流程如下：



(2) 结构特点。

- 1) 末级再热器出口集箱与管屏之间通过小集箱和带弯头的连接管连接，小集箱和出口集箱的热应力均较小。
 - 2) 低温再热器入口集箱和末级再热器出口集箱与冷、热再热管道之间的连接均采用端部引入和端部引出的方式。
 - 3) 低温再热器与末级再热器之间不设中间集箱，两者的蛇形管直接相连，以减少阻力，因末级再热器的横向节距为低温再热器的 2 倍。因此在低温再热器与末级再热器之间连接管装设三通管，一分为二，使低温再热器的横向节距与每管屏的管数与末级再热器相同。
 - 4) 末级再热器采用逆/顺流，由于低温再热器与末级再热器之间无中间混合集箱，末级再热器壁温很高，采用逆/顺流方式，可以有效降低末级再热器出口段壁温。
- (3) 结构数据。各级再热器的结构数据见表 8.4-3。

表 8.4-3 各级再热器的结构数据			
部件名称	外径 (mm)	横向节距 (mm)	材 质
水平低温再热器	63.5	115	210C(20G), T12(15CrMoG)
立式低温再热器	57	230	T22(12Cr1MoVG)
高温再热器 (末级再热器)	57	230	T22(12Cr1MoVG), T91, T91, TP347H

(4)再热汽温调节。再热汽温主要调节手段为烟气分配挡板，装于尾部水平烟道入口，立式布置，通过改变流经再热器和过热器分竖井中烟气量的比例达到调节再热汽温的目的，低负荷增大过剩空气量也可作为调节再热汽温的辅助手段。

50%~100%BMCR 负荷时，过热器和再热器出口温度均保持额定值(569℃)。再热汽温调节较大的负荷范围与采用烟气挡板调节是分不开的，由于过热器的辐射特性强以及直流炉主蒸汽温度主要采用煤水比调节，实际的主蒸汽保持额定温度的负荷远小于 50%BMCR。

布置于低温再热器入口管道上的两只事故喷水减温器的设计容量为 4.5%BMCR，采用雾化喷嘴式结构，喷水水源来自给水泵中间抽头。

2.7 省煤器

(1)省煤器流程。



(2) 省煤器形式。采用经过国内外运行考验的 H 形鳍片管省煤器，其优点如下：

- 1) 减省烟侧与水侧阻力，降低运行成本。
- 2) 减轻省煤器管的飞灰磨损（除了 H 形省煤器本身防磨性能好外，其弯头部分还装有烟侧保护挡板）。
- 3) 降低了省煤器管束高度，使锅炉尾部烟道有充裕空间供维护检修用。

(3) 结构数据。典型 600MW 烟煤超临界锅炉省煤器结构特性数据见表 8.4-4。

表 8.4-4 典型 600MW 烟煤超临界锅炉省煤器结构特性数据

部件名称	外径 (mm)	横向节距 (mm)	材 质
H 形省煤器	44.5	115	210C
吊挂管	51	230	T12(15CrMoG)

2.8 燃烧系统

2.8.1 制粉系统

燃用烟煤、贫煤的 600MW 超临界锅炉采用中速磨煤机 (HP 磨煤机或 MPS 磨煤机) 直吹式系统，一般采用 6 台，BMCR 工况投 5 台；少数工程采用双进双出钢球磨煤机直吹式系统，采用四台。上述磨煤机均布置于炉前，均采用热风加调温冷风作干燥剂，对于水分不超过 35% 的褐煤也可以采用中速磨煤机直吹式系统。

2.8.2 炉膛

由于采用前后墙对冲燃烧，炉膛截面为长方形，典型的烟煤炉膛断面尺寸为 22187mm(宽)×15632mm(深)，上层主燃烧器中心到屏底高度为 18~19m，炉膛主要热力特性参数如下：

- (1) 截面热负荷为 4.31MW/m²。
- (2) 容积热负荷为 81.3kW/m³。
- (3) 燃烧器区域热负荷为 1.517MW/m²。
- (4) 炉膛出口烟温为 1000℃。

上述炉膛热力参数是按结渣性烟煤(神木煤)的计算数据，符合《大容量煤粉锅炉炉膛选型导则》(以下简称《导则》)的要求，也与国内外燃用结渣性烟煤的运行经验相符合。应该说明的是，由于本锅炉的屏式过热器和末级过热器均采用较大的横向节距(均为 690mm)和屏式结构，按《导则》中的定义，炉膛出口平面应位于末级再热器入口。上述的炉膛出口烟温比神木煤的灰分变形温度(DT)和软化温度(ST)分别低 130℃和 164℃，因此是足够安全的。

2.8.3 燃烧器

(1) 布置方式。燃烧器布置如图 8.4-3 所示。

采用旋流式燃烧器前、后墙对冲燃烧方式，具有下列优点：

- 1) 自稳燃能力强，调节比大，即使各燃烧器间水平方向和高度方向间距较大，相邻之间也不需要相互支持。
- 2) 沿炉宽方向的烟气温场均匀、对称，对降低高温过热器和再热器的壁温，高温腐蚀和防止结渣均有利。
- 3) 运行可靠，在国内外已有大量运行经验。
- 4) 可实现燃烧器按层切换，因每台磨煤机配一层燃烧器，采用中速磨煤机时，每层布置 5 只燃烧器，前后各三层，配双进双出钢球磨煤机四台，每层 4 只，前后各 4 层。
- 5) 主燃烧器上方布置一层燃尽风喷口(OFA)，实现分级燃烧进一步降低 NO_x 生成量。

(2) 燃烧器结构。主燃烧器采用 LNSAB 型低 NO_x 轴向旋流式煤粉燃烧器，其结构等详见本卷第 3 篇第 3 章。

2.9 启动系统

(1) 功能。

- 1) 完成省煤器水冷壁系统的上水、冷态清洗和热态清洗，包括分离器水位控制和清洗水的排放。
- 2) 满足锅炉冷态、温态、热态和极热态启动的需要，

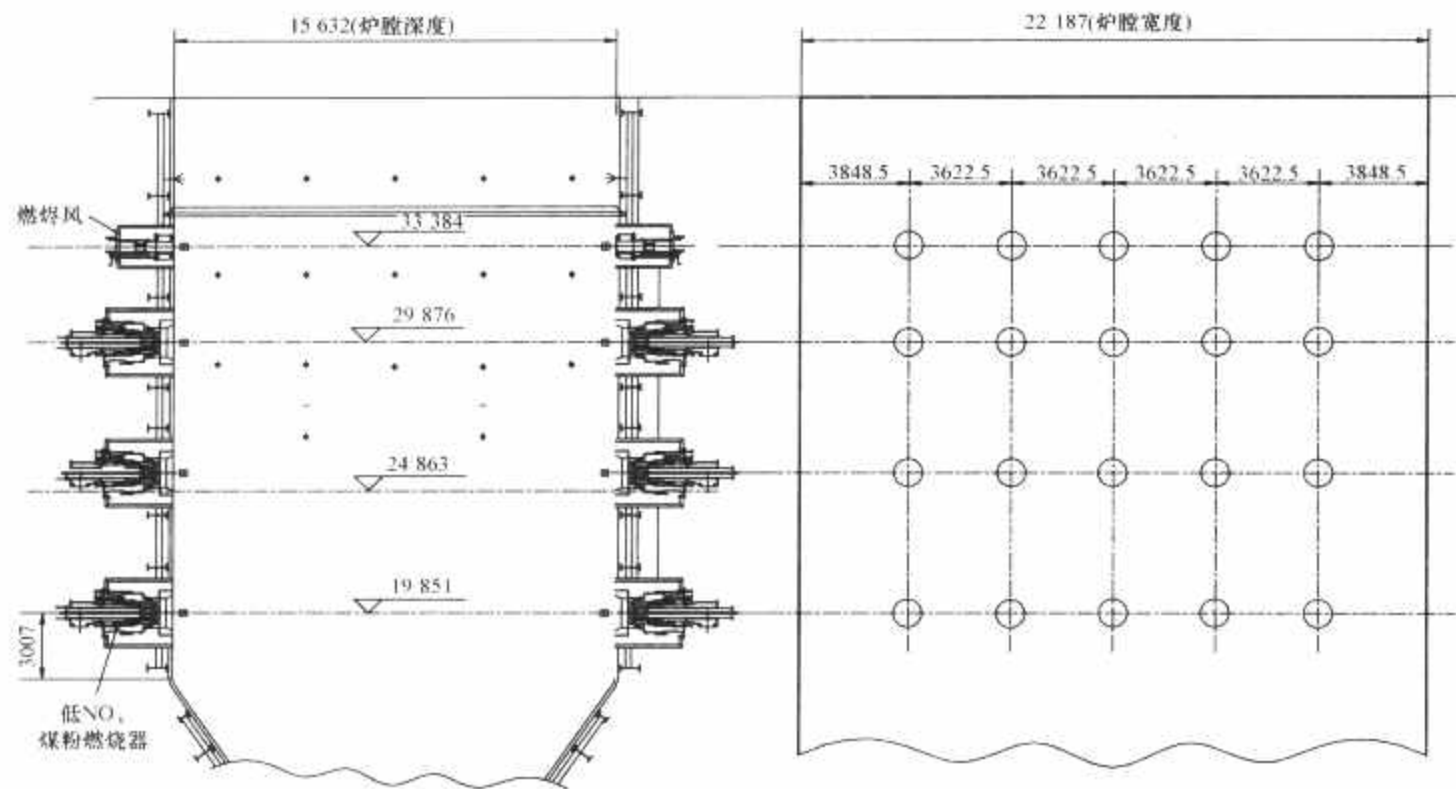


图 8.4-3 燃烧器布置

直到锅炉达到最低直流负荷（30%~35%BMCR），切断再循环泵，使锅炉由再循环模式转入直流模式运行。

3) 满足水冷壁汽水膨胀阶段机组冲转和逐步升负荷阶段的需要，包括分离器水位控制、分离器疏水的排放。

4) 无论在冷热态清洗、汽水膨胀、渡过汽水膨胀后的升负荷各阶段，所有通过溢流管路调节阀的分离器疏水只要水质合格尽量予以回收。

5) 锅炉转入直流运行，启动系统转入热备用状态，循环泵和水位调节阀（溢流阀）均处于热备用状态，锅炉负荷降到小于最低直流负荷随时可投入再循环泵。

(2) 启动系统特点。

1) 采用四只小直径汽水分离器和一只分离器贮水箱组成内置式汽水分离器系统，优点是分离器壁厚小，有利于快速启停。

2) 采用再循环泵，与不带泵的简易启动系统相比具有更多的灵活性，能在启动过程中回收工质，减少清洗水量的损失，即用较少的清洗水量与再循环流量之和进行水循环系统的清洗，在其他阶段也是用较少的给水量和再循环水量之和送往水冷壁系统，达到额定水量，不必全部排入扩容器。

3) 启动过程中，扣除去再循环泵的疏水，其余的启动疏水通过溢流阀全部排入大气扩容器，扩容后的凝结水如水质不合格，则直接排入地沟，如水质合格可以送往汽轮机凝汽器回收，实现了工质的局部回收。

(3) 启动系统流程。来自四只汽水分离器的疏水进入分离器下部贮水箱，通过贮水箱底部疏水管路送往再循环泵，由循环泵出口的再循环水与给水混合后进入省煤器——水冷壁系统进行再循环以完成清洗、汽水膨胀，产生两相介质和保护水冷壁的功能。贮水箱多余疏水送往溢流调节阀控制启动过程中分离器贮水箱的合理水位，经过溢流阀的疏水排入

扩容器。

为了保护再循环泵，还配有冷却水管路，最小流量管路等；为了保护再循环泵下部的湿式电动机，还配有泵冷却器和高、低压冷却水系统以控制电动机腔体内的高压冷却水温度不超过许可值。另外，为了补充运行过程中高压冷却水的泄漏和锅炉初次启动及大修后进行泵和电动机的冲洗，还配有泵的高压充水和清洗水系统。

3 1000MW 级超超临界锅炉典型方案

3.1 1000MWII 型布置超超临界锅炉

3.1.1 汽水参数与煤质特性

1000MW 超超临界锅炉的过热蒸汽出口温度为 605℃，再热蒸汽出口温度为 603℃。但过热蒸汽出口压力有两种，少数工程为 27.46MPa(g)，但多数均采用 26.15MPa(g)，根据技术经济分析，主蒸汽压力每提高 1MPa，机组热效率相对提高 1.3%，但锅炉与汽轮机的受压件金属质量将分别增加 2.4%和 1.1%，经济效益不明显；另一方面，目前国外超超临界机组采用的汽轮机入口压力以 25MPa(g)占绝大多数，因此锅炉出口主蒸汽压力采用 26.15MPa(g)也符合了目前国际趋势和大多数的超超临界机组技术引进源。BM-CR 锅炉蒸发量为 2950~3000t/h，前者对应于主蒸汽压力为 27.46MPa(g)，后者对应于主蒸汽压力为 26.15MPa(g)。

目前，国内已设计的 1000MW 超超临界锅炉均燃用烟煤，大多数为结渣性的神木煤或晋北烟煤，低发热值为 20934kJ/kg 左右，灰熔点均较低而且有短渣特性，灰分中结渣性成分如 Fe₂O₃、CaO 等均高。这些烟煤均属高挥发分烟煤，可燃基挥发分均大于 30%。

3.1.2 锅炉主要性能数据

锅炉主要性能数据见表 8.4-5。

表 8.4-5		锅炉主要性能数据						
项 目	负 荷	单 位	BMCR	BRL	75%BMCR	50%BMCR	30%BMCR	高压加热器切除
过热器出口流量		t/h	2980	2887	2235	1490	894	2351
再热器出口流量		t/h	2424	2339	1861	1274	782	2321

续表

项 目	负 荷	单 位	BMCR	BRL	75%BMCR	50%BMCR	30%BMCR	高压加热器切除
过热器出口压力		MPa(g)	26.15	26.07	21.77	14.81	8.94	25.68
过热器总压降		MPa	1.50	1.36	1.01	0.68	0.42	0.86
再热器出口压力		MPa(g)	4.85	4.68	3.71	2.52	1.48	4.64
再热器总压降		MPa	0.26	0.25	0.20	0.13	0.08	0.25
启动分离器压力		MPa(g)	27.62	27.40	22.76	15.47	9.36	26.52
水冷壁压降		MPa	1.82	1.79	1.14	0.90	0.68	1.35
省煤器压降(不含位差)		MPa	0.14	0.13	0.12	0.11	0.09	0.13
过热器出口汽温		℃	605	605	605	605	605	605
再热器出口汽温		℃	603	603	603	603	568	603
省煤器入口汽温		℃	302	300	283	260	232	181
启动分离器温度		℃	430	430	410	365	316	415
空气预热器出口一/二次风温		℃	308/332	307/331	301/320	292/304	270/277	257/283
炉膛出口烟温		℃	980	975	920	840	730	980
空气预热器出口烟温(未修正)		℃	130	129	122	113	102	107
空气预热器出口烟温(修正后)		℃	125	124	117	107	95	104
锅炉热效率(低热计算值)		%	93.98	94.06	93.01	92.74	92.09	94.99
炉膛截面热负荷		MW/m ²	4.6	4.5	3.7	2.6	1.6	4.5
炉膛容积热负荷		kW/m ³	83	81	66	47	29	81
燃烧器区域壁面积热负荷		MW/m ²	1.67	1.63	1.34	0.94	0.59	1.62
炉膛出口过剩空气系数		—	1.15	1.15	1.22	1.37	1.55	1.15
燃烧器一次风率		%	21.6	22.1	22.0	22.6	29.4	22.2
燃烧器二次风率		%	78.4	77.9	78.0	77.4	70.6	77.9

3.1.3 总体布置特点

1000MW 超超临界锅炉总体布置如图 8.4-4 所示。锅炉采用双烟道口型布置，采用反向双切圆燃烧，上炉膛布置了分隔屏过热器、屏式过热器，折焰角上方则布置了末级过热器。在水平烟道内布置了末级再热器。由于锅炉采用了烟气挡板作为调节再热汽温的主要手段，因此尾部烟道用分隔墙分开成前、后两个竖井，在前竖井内按烟气流向分别布置了低温再热器和前省煤器；在后竖井内则布置了低温过热器和后省煤器；在省煤器出口烟道布置了烟气分配挡板，调节前后竖井中的烟气量；尾部烟道的下方则布置有两台三分仓容克式空气器，如果用户要求装设脱硝装置（SCR），则在空气预热器上方布置两台 SCR 反应塔并与省煤器出口的水平烟道相连。

锅炉采用垂直内螺管膜式水冷壁，水冷壁中部加装带二级混合器的中间混合集箱以减少出口温度偏差，水冷壁管入口按不同回路装有不同孔径的节流孔圈调节流量。

为了进一步降低 NO_x 生成量，在主燃烧器上方装有一层燃尽风喷口以实现分级燃烧。

锅炉采用两只大直径的汽水分离器的带循环泵的启动系统。分离器及其贮水箱布置于炉后。

锅炉配有刮板式捞渣机的连续出渣装置。

3.1.4 水冷壁系统

(1) 水冷壁工作特点（详见本卷第 4 篇锅炉）。

(2) 汽水流程。超超临界锅炉汽水分离器布置于顶棚包墙系统的出口及炉后，因此与 600MW 超临界锅炉不同。超

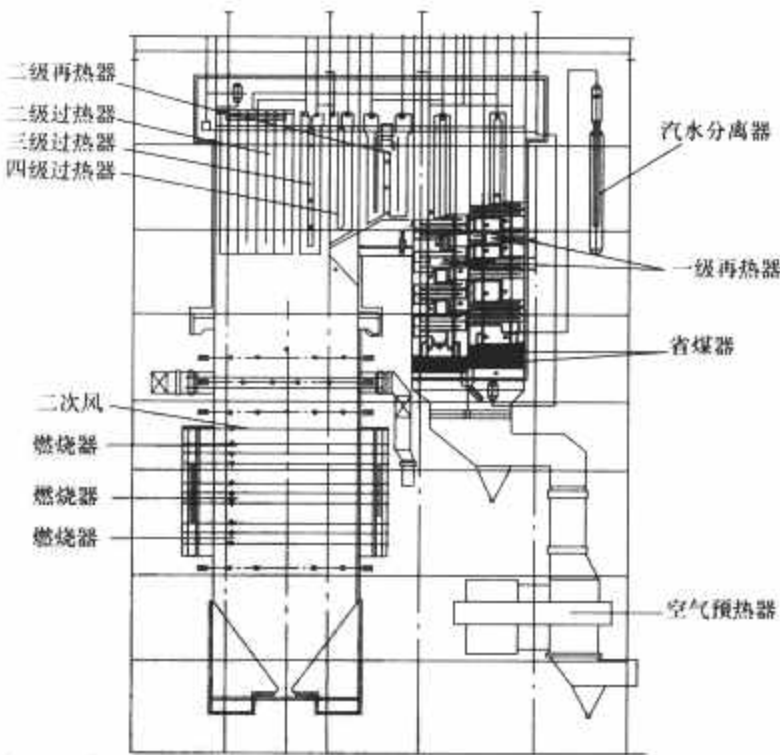


图 8.4-4 1000MW 超超临界锅炉总体布置

超临界锅炉的水冷壁系统包括顶棚包墙系统，由省煤器吊挂管出口集箱来的水经下降管和两只汇集分配集箱进入水冷壁下集箱再经下部水冷壁、中间混合集箱和上部水冷壁至出口集箱，由前水冷壁和两侧水冷壁出口的工质经顶部汇集集箱进入顶棚管。然后水冷壁的工质则不经过顶棚管而进入折焰角斜坡汇集分配集箱，再用连接管分别引往后水吊挂管入口

集箱、水平烟道两侧包墙入口集箱再送往炉后的顶棚出口集箱。顶棚管出口集箱的工质大部分送往后烟道下集箱，由此分成后烟道前墙、后墙和中间分隔墙三个向上的平行回路，出口工质全部进入后包墙上集箱，再用连接管送往汽水分离器。

为了降低顶棚包墙系统阻力，采用了二次旁路，第一次为后水冷壁工质不经过顶棚，第二次旁路为部分工质不经过后烟道包墙系统而入旁路管并在此旁路管上装设电动闸阀，锅炉在超临界区运行时应打开此旁路阀，此阀流量按定值整定。

(3) 上、下部水冷壁的过渡。为了有效消除一次上升垂直水冷壁沿炉宽和炉深的热力和水力偏差，控制出口温度偏差不大于 35°C ，装设了带二级混合器的中间集箱，下部水冷壁出口工质经中间集箱后进入 6 只大直径的一级混合器，再进入 100 只直径较小的二级混合器，然后进入上部水冷壁。混合器筒身内装有多孔内套筒，工质在流经多孔内套筒和外壳与内套筒之间的夹套时实现充分混合，水冷壁中间集箱及二级混合器如图 8.4-5 所示。

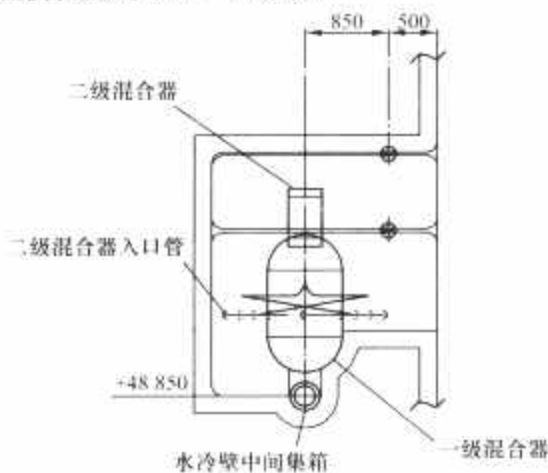


图 8.4-5 水冷壁中间集箱及二级混合器

(4) 内螺纹管结构特性及覆盖范围。本锅炉采用 $\phi 28.6 \times 5.8\text{mm}$ (最小壁厚) 的内螺纹管，节距为 44.5mm ，共 2144 根内螺纹管，主要结构特性如下：

- 1) 材质为 SA213T12。
- 2) 外径及公差为 $(28.6 \pm 0.15)\text{mm}$ 。
- 3) 最小壁厚及公差为 $5.8^{+10}_{-0}\%$ 。
- 4) 螺纹头数为 4。
- 5) 螺纹导角为 30° 。
- 6) 鳍片 (扁钢) 材质为 SA387-12-1。
- 7) 鳍片宽为 15.9mm 。
- 8) 鳍片厚为 6mm 。

与传统的控制循环锅炉在大直径下集箱的水冷壁管入口装设卡装式节流孔圈不同，在超超临界锅炉中，采用焊接式节流孔圈，它装于直径较小的水冷壁下集箱的出口长管接头上。由于水冷壁管子较细 ($\phi 28.6\text{mm}$) 无法满足装节流圈需要，因此通过二次三叉管过渡的方法，可以将节流圈焊装于外径为 $\phi 42$ 或 $\phi 44.5$ 的管上，以获得较大的节流范围，节流圈按不同回路由水动力计算确定。

(5) 水冷壁质量流速和最低直流负荷的选择。1000MW 超超临界锅炉 BMCR 工况垂直水冷壁的质量流速为 $1840\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ，这样高的质量流速即使在所采用的最低直流负荷为 25%BMCR 时，水冷壁中质量流速仍达 $460\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ，远高于启动和低负荷阶段内螺纹管的临界质量流速 [接近 $300\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]，因此仍有足够的安全裕度。上述临界质量流速是为保持启动低负荷阶段水动力的稳定性和不超过最

大许可温度偏差的国内外的试验数据所确定的，较小的最低直流负荷可以减少再循环泵的电耗，也减少了启动阶段工质和热量的损失。

国外已投运的采用垂直内螺纹管水冷壁的超超临界锅炉的运行经验证明，采用 $1800\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ 左右的质量流速能保证变压运行超超临界锅炉在超临界区和亚临界区直流运行时水冷壁的安全性，不会发生膜态沸腾 (DNB) 和高干度区出现蒸汽干 (DRO) 时的壁温升高超过允许值。

(6) 水冷壁的出口温度、最低直流负荷的出口过热器和入口欠焓。典型的超超临界锅炉在 MCR 工况下水冷壁的出口温度 (汽水分离器) 为 430°C 左右，比超临界锅炉略高，主要原因是：①超超临界锅炉的最低直流负荷比超临界锅炉低，前者一般为 25%BMCR，而后者一般为 30%~35%BMCR。因此为了使超超临界锅炉在最低直流负荷仍保持一定过热度，BMCR 时水冷壁的出口温度略高于超临界炉。②由于超超临界锅炉水冷壁系统包括了顶棚包墙，因此水冷壁出口温度 (顶棚包墙出口工质温度) 必然略高于水冷壁上集箱的工质温度。

为了避免在最低直流负荷运行时分离器出口出现两相介质，导致过热器管因流量分配不均而出现爆管，必须保证此负荷下水冷壁出口有 $10 \sim 15^{\circ}\text{C}$ 的过热度。

为了防止在最低直流负荷运行时，因水冷壁工质入口欠焓 (过冷度) 不足，在压力出现波动时在水冷壁入口发生汽化，导致水冷壁管间流量分配不均，影响运行安全性，必须使水冷壁在最低直流负荷的欠焓不少于 $167 \sim 209\text{kJ}/\text{kg}$ 。

(7) 水动力稳定性。无论是螺旋管圈还是垂直管圈，为防止发生水动力不稳定性特别是脉动，保证最低直流负荷时有足够的质量流速最为重要。超超临界锅炉垂直水冷壁加装了中间混合集箱起到压力平衡作用，并且在水冷壁入口处加装节流孔圈提供了附加阻力，这是防止水动力不稳定的两种有效措施。为了防止出现停滞，应尽量缩短不受热段长度，保证受热较弱回路的压降大于重力压头也是必要的。所有水动不稳定性均可以在设计中通过水动计算来进行校验。

3.1.5 过热器

(1) 过热器流程。过热器采用四级布置，由汽水分离器顶部引出的过热蒸汽通过两根连接管进入布置于尾部烟道后竖井的水平低温过热器入口集箱，依次流经下、中、上管组和立式低温再热器；通过顶部连接管经一级喷水减温后进入上炉膛的分隔屏过热器和二级喷水减温器进入屏式过热器，再经三级喷水减温器进入位于折焰角上方的末级过热器；通过两根主蒸汽导管送往汽轮机。

(2) 结构特点。

1) 过热器各级受热面进出口集箱之间采用大直径锻造三通和连接管相连，便于在连接管上布置减温器，消除各级沿炉宽各管屏间的热力偏差。

2) 在高温过热器管屏的出口管段上嵌焊了文丘里型的流量调节管段，根据壁温计算出同屏各管流量调节所需增加的摩擦阻力。

3) 在屏式过热器和末级过热器的蛇形管中，由于流量偏差和吸热偏差以及烟气温度和局部热负荷很高，某些管段的外壁温度可达 $600 \sim 650^{\circ}\text{C}$ ，管内蒸汽温度也可达到 600°C 以上，容易产生内壁的蒸汽氧化和外壁的烟侧高温腐蚀 (特别是燃用含硫较高的煤)，从而影响锅炉和汽轮机的安全运行。因此在这两个部件中大量采用了抗高温腐蚀和抗蒸汽氧化性能良好的高热强钢，即超级 304H 和 HR3C，末级过热

器的出口集箱和主蒸汽导管也采用了含Cr量达9%~12%的马氏体钢P92或P122。

4) 过热器分隔屏、后屏和末级过热器管屏采用汽冷定位管来保证管屏的平整和防止运行过程中的晃动,其结构与已生产的亚临界锅炉的汽冷定位管类似。

(3) 结构数据。各级过热器的管径、节距和材质见表8.4-6。

表 8.4-6 各级过热器的管径、节距和材质			
部件名称	外径 (mm)	横向节距 (mm)	材 质
分隔屏过热器	φ60/φ54	2670	T22(12Cr1MoVG), TP347H
屏式过热器	φ63.5/φ51	534	Super304H, HR3C
末级过热器	φ57/φ48.6	333.8	Super304H, HR3C
水平低温过热器	φ51	133.5	T12(15CrMoG)
立式低温过热器	φ51	267	T12(15CrMoG)

(4) 过热汽温调节。1000MW 超超临界锅炉与所有直流锅炉一样,过热汽温的主要调节手段是改变煤水比,即负荷变化时首先根据负荷信号改变给煤量与给水量之比,而以喷水减温调节作为主蒸汽温度的辅助调节手段。

锅炉装有三级喷水减温器,分别装于立式低温过热器与分隔屏过热器的连接管上、分隔屏至屏式过热器的连接管上以及屏式过热器至末级过热器的连接管上。过热器系统的总计算喷水量为7%MCR,过热器系统喷水减温系统总容量按喷水量的2.5倍计算。

喷水减温器采用传统的笛形管式,喷水水源来自省煤器出口。

超超临界锅炉也采用改变煤水比来调节过热汽温,使主蒸汽温度基本可以达到设计值,但由于变压运行超超临界负荷变化时主蒸汽压力变化大,比热变化达数十倍,为了保证锅炉快速升降负荷,特别是升负荷时的额定汽温,锅炉的设计应使所有负荷下均保持恒定的喷水量,即一、二、三级喷水量为3%、1%和3%BMCR,总喷水量为7%左右。

3.1.6 再热器

(1) 再热器流程。由汽轮机高压缸来的冷再热管道,将再热蒸汽送入后烟道前竖井水平式低温再热器的入口集箱,逆流向上进入立式低温再热器出口集箱,经连接管进入位于水平烟道内的末级再热器,以顺流形式进入末级再热器出口集箱去汽轮机中压缸。

(2) 结构特点。
1) 立式低温再热器与末级再热器之间加装两只中间集箱,通过两根大直径连接管从集箱两端引入和引出,与传统的不设中间混合集箱相比,偏差较小。

2) 再热器系统的各集箱不采用三通,均采用集箱端部引入和引出的方式,以简化结构和布置。

3) 与高温级过热器相似,末级再热器也采用文丘里管型的流量调节段以调节同屏各管的流量。

4) 末级再热器高温部分某些管段的外壁温度可达600~650℃,管内蒸汽温度也可达到600℃,因此也大量采用超级304H (code case 2328) 和 HR3C (code case 2115) 的抗蒸汽氧化和高温腐蚀的高热强钢。

(3) 结构数据。各级再热器的管径、节距和材质见表8.4-7。

表 8.4-7 各级再热器的管径、节距和材质			
部件名称	外径 (mm)	横向节距 (mm)	材 质
末级再热器	57	267	Super 304H, HR3C, T22
立式低再	63.5	267	TP347H
水平低再	63.5	133.5	T12(15CrMoG), T22(12Cr1MoVG)

(4) 再热汽温调节。锅炉再热汽温主要调节手段为烟气分配挡板,装于尾部烟道省煤器出口,通过改变流经再热器与过热器分竖井中烟气流量的比例达到调节再热汽温的目的,低负荷时增大过剩空气量也可作为调节再热汽温的辅助手段。另外,采用的PM型切向燃烧器的摆动也可作为再热汽温调节的备用手段。

锅炉保持额定的过热汽温的负荷范围为30%~100%BMCR,保持额定的再热汽温负荷范围为50%~100%BMCR。

两只事故用喷水减温器,布置于低温再热器的入口管道上,也可以布置在立式低温再热器与末级再热器之间的连接管上,减温系统的设计容量为4%BMCR,采用雾化喷嘴式结构,喷水水源来自给水泵中间抽头。

3.1.7 省煤器

省煤器流程。水进入省煤器入口集箱后分成两路进入前后竖井的省煤器,逆流向上进入中间集箱,经吊挂管进入布置于后竖井顶棚上的出口集箱,然后用两根大直径下降管将水送往水冷壁下集箱。

省煤器形式和结构数据,目前设计中均采用光管式,各级省煤器的结构数据见表8.4-8。

表 8.4-8 各级省煤器的结构数据			
部件名称	外径 (mm)	横向节距 (mm)	材 质
省煤器蛇形管	44.5	90	SA106C
省煤器吊挂管	51	267	SA106C

3.1.8 燃烧系统

(1) 制粉系统。到目前为止,国内1000MW超超临界机组均装于沿海地区,燃用高挥发烟煤,而且以结渣性较强的神木烟煤或山西烟煤占多数,因此均采用中速磨煤机正压直吹式系统(HP磨煤机或MPS磨煤机),每台炉配六台磨煤机,每台磨煤机配一层燃烧器。BMCR工况投5台,所有磨煤机均布置于炉前,均采用热风加调温冷风作干燥剂,少数工程也有采用双进双出钢球磨煤机直吹式系统,也是六台磨煤机,布置于炉前。

(2) 炉膛。采用无中间水冷壁的反向双切圆八角燃烧方式,炉膛截面呈长方形,这种燃烧方式具有沿炉宽方向空气动力场和温度场比单切圆炉膛较为均匀,而且单只燃烧器喷嘴热功率较小的优点,炉膛主要数据如下:

- 1) 炉膛断面尺寸(宽×深)为32084mm×15670mm。
- 2) 截面热负荷为4.6MW/m²。
- 3) 容积热负荷为83kW/m³。
- 4) 燃烧器区域热负荷为1.67MW/m²。
- 5) 炉膛出口烟温为980℃。
- 6) 上层燃烧器到屏底高度为22.4m。

上述炉膛热力参数是按结渣性烟煤(神木煤)的计算数据,符合《大容量煤粉锅炉炉膛选型导则》的要求,也与国内外燃用结渣性烟煤的运行经验符合。应该说明的是,炉膛出口烟温(屏后出口)比神木煤的灰分变形温度(DT)低

170℃，比灰分软化温度（ST）低 210℃，因此是足够安全的。

（3）燃烧器。如前所述，本锅炉采用双切圆八角燃烧方式和 PM 型切向摆动式燃烧器，这种燃烧方式的优点如下：

- 1) 将整个炉膛作为两个大燃烧器组织燃烧，因此对每只燃烧器的风量、粉量的控制不需严格，并且操作简单。
- 2) 锅炉负荷变化时，燃烧器按层切换，使炉膛各水平截面热负荷分布均匀，保证水循环安全可靠。
- 3) 切圆燃烧方式对煤种适应性强。
- 4) 由于炉膛内气流旋转强烈，与煤粉颗粒混合好，且延长了煤粉颗粒在炉内流动路程，有利于煤粉的燃尽。

锅炉采用两级点火，即高能点火器点燃轻油油枪、轻油油枪再点燃煤粉。

3.1.9 启动系统

（1）启动系统的容量与功能。本锅炉配有容量为 25% BMCR 的启动系统，以与锅炉最低直流负荷相匹配。启动系统的功能如下：

- 1) 完成省煤器/水冷壁系统的上水、冷态和热态清洗，并将清洗水送往疏水扩容系统。
- 2) 满足锅炉的冷态、温态和极热态启动的需要，包括通过分离器疏水调节阀（WDC 阀）、再循环阀（BR 阀）实现分离器水位的控制及启动系统疏水的排放，直到锅炉达到最低直流负荷，从再循环运行切换成直流运行。
- 3) 只要水质合格，启动系统可回收各阶段的工质和热焓。
- 4) 采用再循环泵节约给水水量，提高启动阶段的运行经济性。从启动开始直到汽轮机冲转，给水泵始终维持 5% BMCR 的给水加上再循环泵提供的 20% BMCR 的再循环水量使水冷壁维持 25% BMCR 的流量。冲转后，随着蒸汽产量的增加，相应增加给水量，使水冷壁水量仍维持 25% BMCR 的流量，这样既保证了水冷壁的安全，又减少了给水的损失。
- 5) 满足启动系统热备用的需要，锅炉切换成直流运行后，通过 WR 阀将加热循环泵系统积存的水送往过热器喷水管道以控制分离器水位。

（2）启动系统特点。

1) 采用两只并联的直径较大的汽水分离器和一只分离器贮水箱组成分离器系统，布置于炉后顶部。这种布置方式是由分离器布置于顶棚包墙系统的出口所决定的，大直径的分离器及贮水箱使炉后的布置简化，并且能保证足够的水容积，以满足不同启动方式和阶段的需要。

2) 启动系统的设计包括 WDC 阀参数的选用，分离器和贮水箱的有效容量计算、管道尺寸、系统设计和扩容器及其凝水箱的容量选择等，均以再循环泵投运作为正常工况和设计的基础，但也考虑了循环泵事故介列的非正常工况。

3) 各种启动工况和不同启动阶段的分离器疏水，包括清洗水、汽水膨胀水和扣除再循环水量后的剩余水量均全部排往大气式扩容器，扩容后产生的凝结水经贮水箱、凝结水泵如水质不合格则直接排入地沟，如水质合格可以送往汽轮机冷凝器回收，实现工质的局部回收。

4) 采用三只等直径的分离器疏水调节阀（WDC 阀）作为分离器贮水箱的水位调节阀，根据水量的大小改变 WDC 阀投运数量和开度，由于 WDC 阀出口工质直排扩容器，因此可以取消 WDC 阀后的节流孔板，采用增加减压级数的 WDC 阀，以简化布置。

（3）启动系统流程。来自 2 只汽水分离器的疏水进入分

离器贮水箱，再送往再循环泵，由循环泵出口的再循环水与炉水混合后进入省煤器/水冷壁系统进行再循环，以完成清洗、汽水膨胀、产生两相介质和保护水冷壁的功能。分离器贮水箱疏水扣除再循环后的剩余水量送往 WDC 阀，以控制启动过程中分离器贮水箱中的要求水位，并送往大气式扩容器，扩容后产生的蒸汽经顶部的排汽管由炉顶排入大气，产生的凝结水进入布置于其下方的凝水箱再经凝水泵排入地沟或汽轮机冷凝水管道。

为了保护再循环泵，启动系统内设有冷却水管道和加热水管道，冷却水管道以保证泵入口的过冷度，加热水管道用于启动系统的热备用以及泵的最小流量管路；为了保护泵下部的湿式电动机，循环泵还配有泵冷却器和高低压冷却水系统以控制电动机腔体内高压冷却水温度。另外，为了补充运行过程中高压冷却水的泄漏和必要时进行泵和电动机的冲洗，还配有泵的高压充水和清洗水系统。

3.2 1000MW 塔式布置超超临界锅炉

3.2.1 锅炉本体简介

塔式锅炉是不同于国内常规的 Π 型布置锅炉的一种炉型，其包括受热面布置和钢结构在内的许多结构均不同于 Π 型布置锅炉。以下介绍 1000MW 超超临界塔式直流锅炉的典型设计。

3.2.1.1 锅炉参数

锅炉与 1000MW 超超临界汽轮机相匹配的典型参数见表 8.4-9。

表 8.4-9 锅炉与 1000MW 超超临界汽轮机相匹配的典型参数

名 称	单位	参数一		参数二	
		BMCR	BRL	BMCR	BRL
过热蒸汽流量	t/h	2955	2869	3091	2943
过热器出口蒸汽压力	MPa(g)	27.9	27.8	27.46	27.34
过热器出口蒸汽温度	℃	605	605	605	605
再热蒸汽流量	t/h	2443	2376	2580.9	2465.4
再热器进口蒸汽压力	MPa(g)	6.20	6.03	6.06	5.78
再热器出口蒸汽压力	MPa(g)	6.01	5.84	5.86	5.59
再热器进口蒸汽温度	℃	367.0	361.0	374	366
再热器出口蒸汽温度	℃	603	603	603	603
省煤器进口给水温度	℃	297	295	298	295

3.2.1.2 适用燃料

锅炉适应煤种为烟煤或褐煤。

3.2.1.3 技术特性

（1）炉型。超超临界压力一次中间再热塔式直流锅炉系单炉膛平衡通风、露天布置/紧身封闭、固态排渣、全钢结构、全悬吊结构的锅炉，如图 8.4-6 所示。

（2）机组运行方式。机组采用定—滑—定的运行方式，变压运行的范围为 30%~90% BMCR；定压运行的范围为 0~30% BMCR 和 90%~100% BMCR。

在 90% 负荷以上采用定压运行，保持汽轮机高压缸进口压力为额定值 26.25MPa；在 90% 到 30% 负荷范围内采用变压运行，随负荷降低，汽轮机高压缸进汽压力由 26.25MPa 降到约 11.0MPa；在 30% 负荷以下，再采用定压运行，保持进口汽压力为 11.0MPa。这种混合变压运行方式，可使机组在高负荷运行时，保持额定压力，具有最好的循环效率；在中间负荷运行时，可使汽轮机通流部分的体积

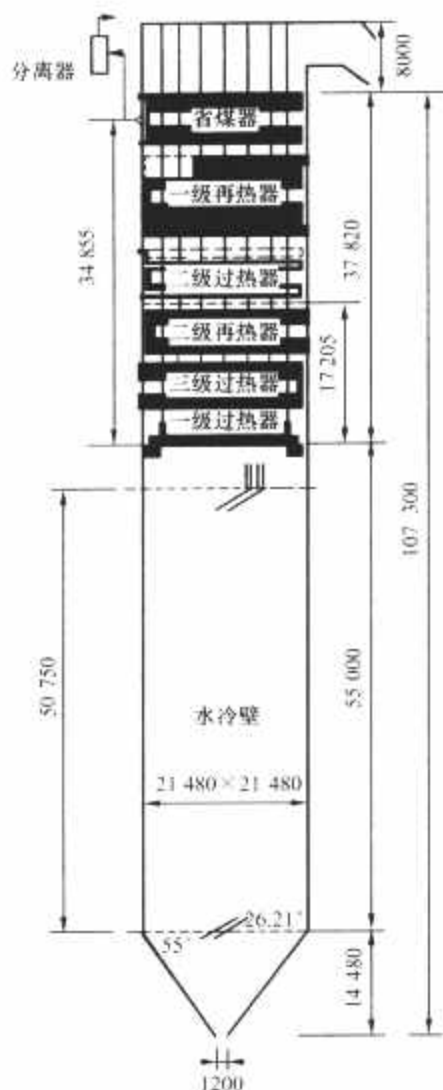


图 8.4-6 锅炉总图 (侧视图)

流量保持基本不变,使汽轮机有较高的内效率;可使汽轮机高压缸的蒸汽温度保持稳定,因而热应力较小,具有快速变负荷的性能;在低负荷时,可防止压力过低,出现流动不稳定等问题,因而机组按此方式运行具有最佳的综合性能。

对于不同的煤种,最低不投油稳燃负荷有所不同,通常燃烧烟煤,最低不投油稳燃负荷为 30%BMCR。

锅炉的最低直流负荷为 30%BMCR。

(3) 汽温保证范围。过热汽温在 30%~100%BMCR 负荷范围时,可保持在 605℃,偏差不超过 ±5℃;再热汽温在 50%~100%BMCR 负荷范围时,可保持在 603℃,偏差不超过 ±5℃。

(4) 负荷变化速率。

- 1) 50%~100%BMCR, ±5%BMCR/min。
- 2) 30%~50%BMCR, ±3%BMCR/min。
- 3) 30%BMCR 以下, ±2%BMCR/min。
- 4) 负荷阶跃 10%汽轮机额定功率/min。

(5) 启动时间。

- 1) 冷态启动为 5~6h。
- 2) 温态启动为 2~3h。
- 3) 热态启动为 1~2h。
- 4) 极热态启动小于 1.5h。

(6) 给水品质要求和蒸汽质量。

锅炉给水质量标准(按 CWT 工况设计,即联合水处理工况设计)如下:

- 1) 总硬度约为 0μmol/L。
- 2) 溶解氧(化水处理后)为 30~300μg/L。
- 3) 铁小于或等于 5μg/L。
- 4) 铜小于或等于 2μg/L。
- 5) 二氧化硅小于或等于 10μg/L。

6) pH 值为 8.0~9.0。

7) 电导率(25℃)小于或等于 0.15μS/cm。

8) 钠小于或等于 5μg/L。

蒸汽品质要求如下:

- 1) 钠小于 5μg/kg。
- 2) 二氧化硅小于 10μg/kg。
- 3) 电导率(25℃)小于 0.15μS/cm。
- 4) 铁小于 5μg/kg。
- 5) 铜小于 2μg/kg。

3.2.1.4 锅炉整体布置概况

锅炉分为炉膛部分和尾部烟道部分,炉膛内部布置了所有的过热器、再热器和省煤器的受热面,尾部烟道仅仅起到了连接炉膛和空气预热器的作用,并没有布置任何的受热面。炉膛由膜式壁组成,采用下部螺旋管圈加上部垂直管圈的布置方式,炉底冷灰斗角度为 55°。从炉膛冷灰斗进口到某一标高炉膛四周采用螺旋管圈,管子以某一螺旋角度盘旋上升;在此上方至炉顶均为垂直管圈,垂直管圈分为两部分。螺旋管圈与垂直管圈的过渡采用中间集箱混合。

炉膛上部沿烟气流动方向依次布置有一级过热器、三级过热器、二级再热器、二级过热器、一级再热器、省煤器。所有的受热面均为卧式布置。

尾部烟道下方设置两台转子受热面旋转容克式空气预热器。

炉膛部分设有墙式蒸汽吹灰器和水力吹灰器。在炉膛上部受热面区域布置有长伸缩式吹灰器,在省煤器区域布置有半伸缩式吹灰器。每台空气预热器布置有 2 只伸缩式吹灰器(冷、热端各 1 只)。在炉膛出口左右侧均装有烟温探针,启动时用来控制炉膛出口烟温。

系统配置了带有安全功能的 100%的高压旁路和 65%的低压旁路,取消了过热器出口安全阀的设置。再热器出口配置了 4 台安全阀,再热器出口安全阀的容量为 BMCR 过热器出口流量加上高压旁路喷水量。再热器出口安全阀,结合了锅炉机组的高、低压串联旁路一起达到了保护过热器和再热器的目的。

锅炉启动系统可采用带启动循环泵的系统,也可以采用简单疏水扩容式的启动系统。

炉底排渣系统采用机械刮板捞渣机出渣方式。

锅炉设有膨胀中心及零位保证系统,炉墙为轻型结构带梯型金属外护板,屋顶为轻型金属屋盖。

3.2.2 燃烧方式

3.2.2.1 制粉系统

制粉系统根据燃料特性选用。烟煤一般采用中速磨煤机正压直吹式系统,每台磨煤机带一层燃烧器,一般采用 6 台中速磨煤机,正常负荷运行,投运 5 台,1 台备用。

3.2.2.2 燃烧器

主燃烧器采用低 NO_x 的切向燃烧装置,称为 LNTF-STM,共四组,布置在炉膛四个切角上。由于单个煤粉喷嘴的热负荷相对较高,所以“一层”煤粉喷嘴实际由两个一次风喷嘴组成。

主燃烧器喷嘴设计可整组上下摆动 20°,可作为调节再热器汽温的主要措施。每组燃烧器由一台气动执行机构带动喷嘴摆动。

3.2.2.3 点火油系统

点火方式为高能电火花点燃轻油,然后点燃煤粉。油枪可采用回油压力式机械雾化或空气雾化和蒸汽雾化。

3.2.3 炉膛和水冷系统

3.2.3.1 炉膛

炉膛断面采用正方形,炉膛断面积为 461.4m^2 ,燃烧室净高度为 55m ,冷灰斗转角到下排燃烧器中心的距离为 6155mm ,燃尽高度为 $29\,515\text{mm}$ 。炉膛出口断面定义在三级过热器的出口,炉膛的容积为 $32\,568\text{m}^3$,冷灰斗倾角为 55° 。

根据计算,炉膛主要热力特性参数如下:

- (1) 炉膛断面热负荷为 $4.88\text{MW}/\text{m}^2$ 。
- (2) 炉膛容积热负荷为 $69.74\text{kW}/\text{m}^3$ 。
- (3) 燃烧器区域壁面热负荷为 $1.09\text{MW}/\text{m}^2$ 。
- (4) 有效辐射受热面热负荷为 $174\text{kW}/\text{m}^2$ 。
- (5) 燃烧室出口温度为 1231°C 。
- (6) 炉膛出口温度为 1005°C 。

3.2.3.2 水冷壁

(1) 水冷壁结构简述。水冷壁采用一次上升螺旋管圈形式,炉膛下部采用螺旋管,上部采用垂直管。炉膛下部716根 $\phi 38.1$ 的螺旋管以 26.21° 的角度螺旋上升,依次经过炉膛的四墙,后进入水冷壁的中间集箱,经历的螺旋圈数为1.2圈。经过水冷壁中间集箱后引出1432根垂直管构成了上部炉膛水冷壁的一部分,在低烟温区,1432根垂直管又合并成716根垂直管直至炉膛顶部。

从炉膛冷灰斗进口到某一标高处炉膛四周采用螺旋管圈,在此上方为垂直管圈,螺旋段与垂直段水冷壁管的转换以及炉墙密封采用一出二进的多通锻件完成,螺旋段水冷壁介质经过渡锻件进入水冷壁中间集箱混合后,经过渡锻件进入水冷壁垂直段。采用中间混合联箱可有效消除炉旋管圈管子的热偏差。

1) 垂直水冷壁Y形裤衩管的结构形式。垂直水冷壁管圈分为两部分,下部管子规格为 $\phi 38.1\text{mm}$,在烟气温较低的区域,两根垂直管合并成为一根垂直管,管子规格为 $\phi 44.5\text{mm}$ 。两根并一根的垂直管圈采用Y形裤衩管的结构形式连接。

2) 螺旋段水冷壁悬吊结构。螺旋段水冷壁通过垂直布置的水冷壁吊带固定连接,在螺旋段与垂直段转换处每组吊带分别与吊板相连,通过吊板将力传递至炉膛上部垂直水冷壁。

垂直管圈炉膛水冷壁本身就作支吊件,支承炉膛荷重。而近乎水平的螺旋管圈水冷壁的重量通过张力板将力传递至炉膛上部垂直水冷壁。张力板作用是一方面传递水冷壁的重力,另一方面起热桥的作用,将水冷壁的热量传递给张力板,使张力板的温度与水冷壁温度有良好的跟随性,以减少两者间存在的温度应力。这一点在锅炉启动和停炉阶段特别重要,尤其对于中间负荷机组,由于启停频繁及要求快速启动,就必须精确设计此张力板,使水冷壁与张力板间的温差可控制在允许范围内,并对此进行应力分析和疲劳计算。

(2) 提高水冷壁安全性的措施。

1) 采用足够的质量流速,在最低直流负荷点螺旋段部分的质量流速大于 $680\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

2) 合理组织燃烧,使炉内有良好的燃烧工况,防止局部热负荷过大。保证螺旋管出口相邻两根管子之间的温度偏差小于 25°C ,垂直管出口任意两根水冷壁管出口工质温度偏差在任何工况下不超过 35°C 。

3) 提高结构强度、刚性梁的间距及尺寸的选定保证水冷壁能承受 9800Pa 的瞬时压力。

4) 合理选取过热器受热面和水冷壁受热面积,保证分

离器出口温度在设计范围。

3.2.3.3 过热器、再热器和省煤器

(1) 系统流程。

1) 过热器系统。过热器系统按蒸汽流程分为三级:吊挂管和第一级屏式过热器、第二级过热器、第三级过热器。其中,第一级过热器和第三级过热器布置在炉膛出口断面,主要吸收炉膛内的辐射热量;第二级过热器布置在第一级再热器和末级再热器之间,靠对流传热吸收热量;第一级、第二级过热器逆流布置,第三级过热器顺流布置。过热器系统的汽温调节采用燃料给水比和两级八点喷水减温,在第一级过热器和第二级、第二级和第三级过热器之间设置二级喷水减温并通过两级受热面之间的连接管道的交叉,一级受热面外侧管道的蒸汽进入下一级受热面的内侧管道,来进行减少烟气导致的热偏差。

2) 再热器系统。再热器受热面分为两级,即第一级再热器(低温再热器)和第二级再热器(高温再热器)。第二级再热器布置在第二级过热器和第三级过热器之间;第一级再热器布置在省煤器和第二级过热器之间。第二级再热器顺流布置,受热面特性表现为半辐射式;第一级再热器逆流布置,受热面特性为纯对流。再热器的汽温调节主要靠摆动燃烧器,在低温再热器的入口管道上布置事故喷水减温器,两级再热器之间设置有一级微量喷水,且内外侧管道采用交叉连接。

(2) 过热器、再热器结构设计的特点。

1) 锅炉所有的受热面均采用水平布置,具有很强的自疏水能力,具备优异的备用和快速启动特点。

2) 按部件布置部位的烟温,选用合适的节距,受热面布置呈上部紧凑,下部宽松方式,减少并避免了堵灰现象。

3) 过热器采用煤水比加两级八点喷水,再热器采用燃烧器摆动、低负荷过量空气系数调节和在进口装设事故紧急喷水和两级再热器中间装设微量喷水。

4) 过热器、再热器受热面管壁厚及选材留有足够裕度,确保受热面在各种负荷运行时均安全可靠。

(3) 过热器、再热器具体结构形式。

1) 炉前及炉后集箱支吊形式。由于炉膛上部受热面管组均为水平布置,炉前布置有省煤器进/出口集箱、一级过热器进/出口集箱、二级过热器进/出口集箱、三级过热器进/出口集箱,炉后布置有一级过热器出口集箱、一级再热器进/出口集箱、二级再热器进/出口集箱,这部分集箱均采用炉外悬吊管搁置结构,悬吊管由水冷壁中间集箱引出,进入水冷壁出口集箱。

2) 一级过热器和水冷壁支吊处的结构形式。一级过热器悬吊管和垂直水冷壁出口与炉顶大板梁之间是通过管子进行支吊的,管子内无任何介质,连接处三通的上端是封闭的,该处的管子起支吊作用,另两端则是介质的流动通道(炉顶管也是无任何介质的,仅起密封作用)。因此,该结构外形看似三通,其实是一个所谓的“二通”。

3) 受热面支吊结构。炉膛上部所有水平受热面均通过一级过热器的悬吊管(沿炉膛深度方向共7排)进行支吊,一级过热器管屏分别布置在炉膛上部受热面的最上方和最下方这两个区域,保证了一级过热器悬吊管能穿过所有受热面进行支吊。一级过热器在下部采用管子交叉结构,更好地保证了出口温度的均匀分布。

考虑到塔式炉的膨胀量较大,炉膛上部水冷壁在炉顶采用弹簧吊的形式,而对流受热面则采用刚吊形式。

4) 喷水减温器结构形式。过热器共布置有两级喷水减

温器,第一级喷水减温器布置在一级过热器和二级过热器之间的连接管道垂直段上;第二级喷水减温器布置在二级过热器和三级过热器之间的连接管道垂直段上。减温器采用十字交叉型的喷嘴布置方式,根据喷水流量的大小分别布置有4个和2个喷头。再热器喷水减温器采用调节型喷嘴结构。

(4) 过热器、再热器汽温特性与调温方式。

1) 过热蒸汽的主要调温方式为煤水比调节,同时布置两级过热器喷水减温作为辅助调温手段。过热蒸汽在30%~100%BMCR负荷范围内保证达到额定值。

2) 再热蒸汽的主要调温方式在高负荷时为摆动燃烧器调节,在低负荷时通过摆动燃烧器和改变过量空气系数来进行调节。同时,在再热器进口和二级再热器中间分别布置事故喷水减温器和微量喷水减温器。再热蒸汽在50%~100%BMCR负荷范围内保证达到额定值。

3) 介质的流动阻力。一次汽的流动阻力为4MPa,再热蒸汽的流动阻力为0.2MPa。

(5) 过热器、再热器系统监控和保护。

1) 机组启动时,严格控制锅炉的燃烧率和机组升负荷速率,以保护过热器和再热器。

2) 采用100%高压旁路和65%低压旁路。

3) 在各级过热器、再热器管子炉外段上均设有温度测点,对管子壁温进行监控,确定其运行控制温度和报警温度。

4) 过热器减温水系统采用两级布置,减温水容量设计有足够的裕度,能满足锅炉在各种工况正常运行。

(6) 省煤器系统。省煤器系统采用一级省煤器,顺流布置在炉膛的最上部。在省煤器的设计中主要考虑省煤器的防磨问题,防磨措施如下:

- 1) 限制烟气流速。
- 2) 管束布置形式为顺列布置。
- 3) 适当放大管径,本锅炉省煤器管径为 $\phi 51\text{mm}$ 。
- 4) 装设防磨装置。
- 5) 烟气流速与灰粒的重力速度方向相反。

3.2.4 启动、旁路系统

3.2.4.1 启动系统

启动系统采用带循环泵的启动系统。

3.2.4.2 旁路系统

旁路系统采用100%高压旁路和65%低压旁路。

启动、旁路系统的功能与作用等详见本篇第7章“超临界、超超临界机组的运行”。

3.2.5 空气预热器

超临界锅炉配备两台转子回转式三分仓空气预热器,采用双密封形式。空气预热器的冷段蓄热元件采用耐腐蚀考登钢制作,冷端传热元件采用较厚的钢板,封闭流道波形,保证吹灰气流到达中间层,保证使用寿命不低于50000h。空气预热器的漏风率按照ASMEPTC4.3标准进行测试。新投运的空气预热器在锅炉额定出力时的漏风率第一年内小于6%,锅炉正常运行一个大修期内小于8%。

空气预热器采用反转方式,即先加热二次风后再加热一次风。

按带脱硝装置SCR考虑,原先空气预热器的三层受热面(高、中、低温段)将变成两层(高、低温段)。另外,

为了防止受热面的腐蚀,低温段需要涂搪瓷。

3.2.6 除渣出灰

3.2.6.1 出渣设备

固态排渣,目前比较普遍采用两种方法,即机械刮板捞渣机方式和湿式水封式除渣方式。

3.2.6.2 除灰

(1) 尾部烟道出口,空气预热器进口设有灰斗装置,可以出灰。

(2) 吹灰系统。

1) 吹灰汽源,即减压站系统,包括减压阀、安全阀、压力表、温度计等。

2) 吹灰管路,包括减压站到各吹灰器的连接管,吹灰器到各疏水阀之间及后面的连接管等支吊固定装置。

(3) 吹灰设备。吹灰器分为水力吹灰和蒸汽吹灰。

1) 炉膛部分吹灰器:64只墙式吹灰器,8只水力吹灰器。

2) 受热面部分:48只长伸缩式长吹灰器,24只半伸缩式长吹灰器。

3) 空气预热器:每台空气预热器布置两台伸缩式吹灰器。

3.2.7 热膨胀、密封与炉墙

3.2.7.1 热膨胀

锅炉的膨胀中心(零点),沿炉深方向,人为地设置于炉膛中心线上,炉宽方向的膨胀中心也在炉膛对称中心线上。在膨胀中心处,用承剪支座把刚性梁与水冷壁连接,刚性梁则以导向装置与柱子配合,使零点处的刚性梁只能沿柱子上下移动,而不能在刚性梁的长度方向做水平移动。

高度方向的膨胀零点,在炉顶大罩壳的顶部标高处,整个锅炉整体向下膨胀。

每台回转式空气预热器有4个支座,搁置在水平梁上,每个支座与支撑梁之间均垫有一个膨胀装置,水平方向是以每台空气预热器的转子中心向各侧按温度的不同自由膨胀。

锅炉受压件的各向膨胀量如下:

- (1) 高度方向:水冷壁下集箱向下膨胀量为745.4mm。
- (2) 深度方向:最大为108.26mm。
- (3) 宽度方向:最大为108.26mm。

3.2.7.2 密封装置

由于所有的受热面除了悬吊管外均为卧式布置,所以塔式锅炉的炉顶密封十分简单,采用管子加扁钢的密封结构。

3.2.7.3 炉墙和保温

水冷壁采用膜式结构,因此采用敷管炉墙,保温材料采用轻质材料,如微孔硅酸钙、膨胀珍珠岩、硅酸铝耐火纤维、岩棉等材料。炉墙的外表面为铝合金外护板或梯形外护板,当环境温度为25℃时,外护板的表面温度不超过50℃。

3.2.8 锅炉钢结构

塔式锅炉的结构形式和受力体系不同于Π型布置的锅炉钢结构炉架。常规Π型布置的锅炉钢架和平台框架以及空气预热器框架是一个整体,而塔式炉则将钢结构分成主钢架和辅助钢架,钢结构主要由筒式框架、大板梁和炉顶桁架、锅炉两侧辅钢架、炉前辅钢架、钢平台和空气预热器钢架等部分组成。塔式炉钢结构中的柱底板在工厂加工时与钢柱焊接后出厂,主钢架柱脚为固接节点。

第 5 章 超临界、超超临界汽轮机

1 超临界、超超临界汽轮机的发展历程与发展趋势

1.1 超临界、超超临界汽轮机的经济性与容量范围

图 8.5-1 表示以亚临界参数 16.6MPa/538℃/538℃汽轮机效率为 1，超临界和超超临界汽轮机初参数提高与汽轮机效率提高的关系曲线。

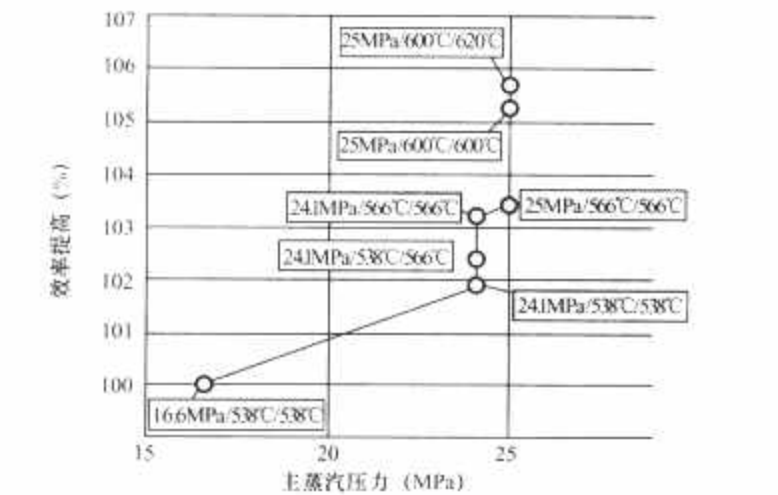


图 8.5-1 汽轮机初参数提高与汽轮机效率提高的关系曲线

表 8.5-1 世界在运的典型超临界、超超临界汽轮机

电 厂	国 家	容量(MW)	转速	蒸汽参数(MPa/℃/℃)	背压(kPa)	排汽口数末级叶片长度	投运日期
BCX-BERIBLOCKQ	德国	910	单轴 3000	26/540/580	2.91 3.68	6/978	1999
ISOGO	日本	600	单轴 3000	25.1/600/610	5.07	2/1146	2002
NIEDERAUSSEM	德国	1025	单轴 3000	26.5/576/599	2.91 3.68	6/1146	2002
Tomato-Atsuma No. 4	日本	700	单轴 3000	25.0/600/600	3.33	4/1092	2002
Haramachi No. 2	日本	1000	双轴 3000/1500	24.5/600/600	4.27	4/1041	1998
Hitachi-Naka	日本	1000	双轴 3000/1500	24.5/600/600	5.07	4/1041	2003
HEKINAN No. 4	日本	1000	单轴 3600	24.1/566/593		4/1016	2001
TACHIBANAWAN No. 1	日本	1050	双轴 3600/1800	25.0/600/610		4/1219	2000

1.3.1 采用更高的蒸汽参数

日本、欧盟、美国为进一步提高汽轮机的进口蒸汽参数，都致力于耐高温合金材料的研究。日本计划使蒸汽初参数提高到 34.5MPa/650℃，欧盟使汽轮机的蒸汽温度由目前的 600℃/620℃提高到 700℃/720℃，美国计划着更高的参数 35MPa/760℃。

1.3.2 采用更先进的通流技术

汽轮机的能量转换主要在通流中实现，因而叶型的气动性能的好坏对发电效率起着决定性的作用，因此开发出高效叶型是超临界、超超临界汽轮机提高经济性的一个主要努力方向。

高效叶型的设计开发以计算流体力学理论为先导，并辅以试验研究，使叶型的设计可以快速地在大量方案中优选，

超临界、超超临界汽轮机由于主蒸汽压力高，新蒸汽比体积小，容量小于 300MW 的汽轮机进口体积流量过小将导致高压缸叶片过短，二次流损失增大，高压缸效率偏低，不能充分发挥高参数所带来的循环效率高的优点，因此目前超临界和超超临界汽轮机一般都具有比较大的容量。

1.2 超临界、超超临界汽轮机的发展过程

国外超临界、超超临界汽轮机技术经过 50 余年的发展，技术上经过不断完善，产品已经成熟，得到广泛应用。

世界上超临界和超超临界汽轮机的发展过程与超临界和超超临界发电技术的发展过程是一致的，详见本篇第 1 章。

世界在运的典型超临界、超超临界汽轮机见表 8.5-1。

国外生产超临界、超超临界汽轮机的主要公司有：美国 GE，欧洲 SIEMENS、ALSTOM，日本三菱、日立、东芝。

国内生产超临界、超超临界汽轮机的主要公司有：哈尔滨汽轮机厂有限责任公司、东方汽轮机厂、上海汽轮机有限公司。

1.3 超临界、超超临界汽轮机的发展趋势

目前，世界上正在进行更新一代超超临界汽轮机开发研究的国家和地区主要集中在日本、美国和欧洲，主要进行以下几方面的开发工作。

并以数值计算结果来指导实物试验，最终获得性能良好的高效叶型。

超临界、超超临界汽轮机由于压力高，蒸汽密度大，泄漏损失对机组效率影响也更大，因此降低泄漏损失已成为高参数汽轮机的重要研究课题。

1.3.3 先进末级长叶片的开发

大容量等级的超超临界机组的开发基于降低制造成本的要求，都希望尽量减少汽缸数，所以超临界、超超临界汽轮机的发展中一直伴随着长叶片的研制和注重大型低压缸的开发和应用。目前已研制出了高度在 1200mm 左右的钢制末级叶片，1200mm 左右的钢制叶片已经达到了目前合金钢的强度极限，再长的叶片需要采用钛合金叶片。使用 1200mm 高度等级末级叶片后，600MW 等级汽轮机只需要 1 个低压缸，

1000MW 等级的单轴汽轮机只需 2 个低压缸，能大幅度降低汽轮机组的制造成本。

末级叶片越长将面临高性能叶片材料开发、叶片气动和强度振动设计、叶片的制造等诸多难题。因此，汽轮机末级长叶片的开发已成为代表一个汽轮机制造的综合实力。

主要汽轮机制造公司 50Hz 机组最长钢制末级叶片见表 8.5-2。

表 8.5-2 主要汽轮机制造公司 50Hz 机组最长钢制末级叶片

汽轮机制造厂	叶片形式	叶高 mm	面积	根径 mm	叶根形式
日立	整体围带	1219	11.96	1905	枫树形或叉形
东芝	整体围带	1219	11.87	1879.6	枫树形
三菱	整体围带	1219	11.29	1728	枫树形
ALSTOM	整体围带	1170	11.2	1875	枫树形
西门子	强化自由	1146	11.03	1920	枫树形
东方汽轮机厂	整体围带	1219	11.71	1905	枫树形
哈尔滨汽轮机厂	整体围带	1200	11.31		枫树形

1.3.4 提高机组的可靠性和运行灵活性

由于电网容量扩大和峰谷差变大，大容量超临界、超超临界汽轮机都必须参与调峰。目前，正在开发的更高参数的超超临界汽轮机在大于 650℃ 的情况下都是基于镍基超级合金来开发的，镍基超级合金的膨胀系数大，热导率小，启停和负荷变化时容易造成过大的热应力，而且屈服强度低，容易引起热疲劳。如何使高参数机组适应调峰和两班制运行也是超超临界汽轮机的一个研究方向。

超临界、超超临界汽轮机由于初参数提高使高温部件的热应力、热膨胀和热变形情况都比亚临界机组严重，材料的高温强度裕度也相对小一些，而大容量机组的一次非计划停运就有可能导致高参数带来的经济性高的收益化为乌有。因

此超临界、超超临界汽轮机可靠性的提高也一直是制造商研究的一个主要课题。

2 超临界、超超临界汽轮机的主要部件及工艺特点

2.1 超临界、超超临界汽轮机的热力系统

超临界、超超临界汽轮机为获得高的循环效率，都采用了中间再热循环，再热次数一般为一次再热，国外也有部分高参数机组经过技术经济比较采用二次再热。

2.1.1 给水回热系统

超临界、超超临界汽轮机给水回热系统一般采用多级不调整抽汽，回热抽汽级数多为 7 级或 8 级，分别供高压加热器、除氧器、低压加热器和给水泵汽轮机用汽。

2.1.2 旁路系统

超临界、超超临界机组旁路系统需要根据机组的运行方式来选择合适的旁路功能，目前旁路主要可分为 4 种形式：三用阀旁路系统、整体旁路系统、二级串联旁路系统和三级旁路系统。

2.1.3 主蒸汽系统

超临界、超超临界汽轮机采用单元制系统，主蒸汽管道和冷、再热蒸汽管道可根据机组的情况采用 2-1-2 和 1-4 等布置方式。

2.2 超临界、超超临界汽轮机的主要结构特点

2.2.1 布置方式

超临界、超超临界汽轮机容量大，一般采用多个汽缸、多排汽口结构，主要布置方式有：600MW 等级，三缸四排汽、四缸四排汽、两缸两排汽；1000MW 等级，单轴四缸四排汽、双轴四缸四排汽。

超临界、超超临界汽轮机的通常布置方式如图 8.5-2 所示。

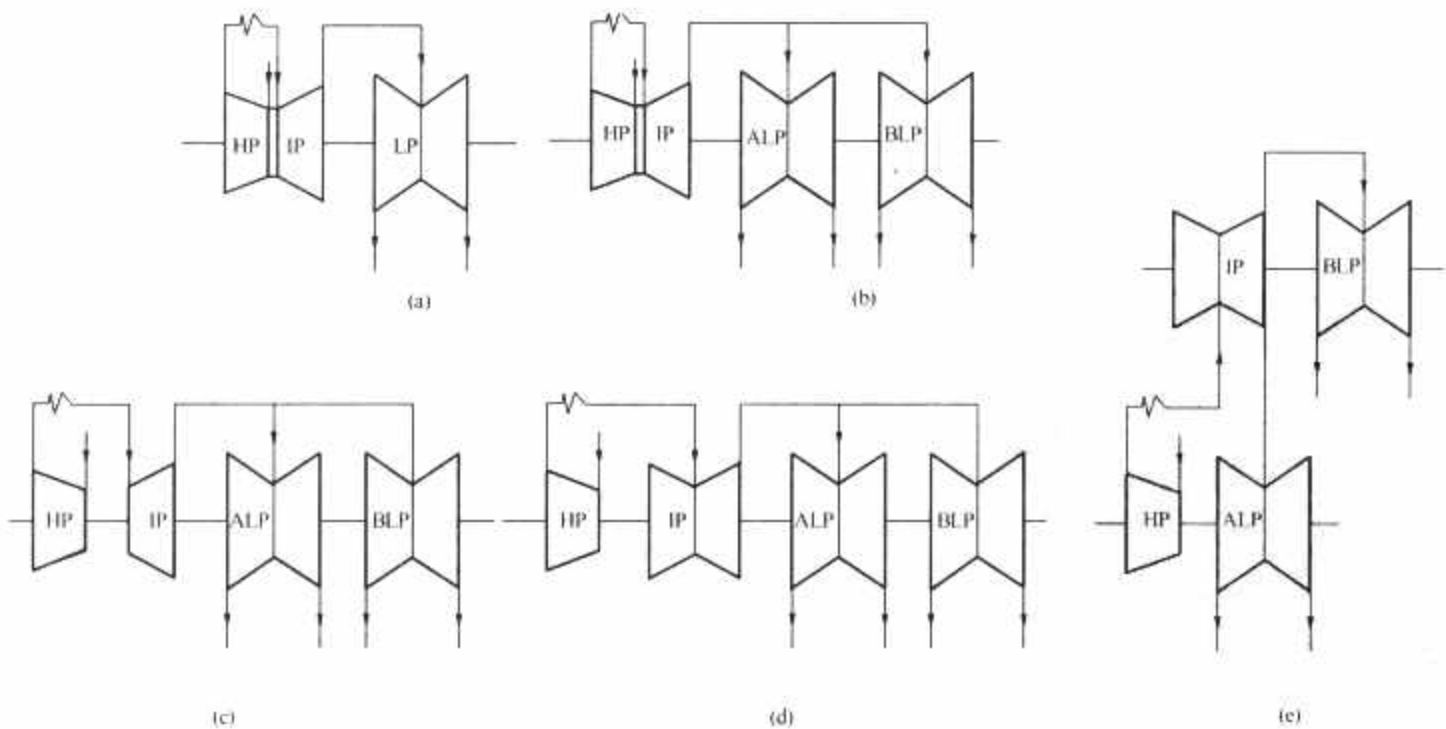


图 8.5-2 超临界、超超临界汽轮机通常布置方式

(a) 两缸两排汽；(b) 三缸四排汽；(c) 四缸四排汽；(d) 单轴四缸四排汽；(e) 双轴四缸四排汽

目前，600~700MW 等级超临界和超超临界汽轮机高中压采用合缸结构比分缸结构更普遍，1000MW 等级机组一般采用高、中压分缸，中压缸采用双分流结构。

早期的 1000MW 等级机组由于发电机大型化和长叶片技术问题的限制，一般采用分轴，近期趋势是采用单轴结构。单轴结构与双轴结构的优缺点对比见表 8.5-3。

表 8.5-3 单轴结构与双轴结构的优缺点对比

单 轴 结 构	双 轴 结 构
1 台发电机	2 台发电机
热经济性主要取决于末级叶片高度	热经济性主要取决于末级叶片高度
机组较长	机组较短
轴系长，轴系稳定性要精心组织	轴系简单
启停机时要精心组织胀差问题	启停机较方便
无可供选择的派生方案	可供选择的派生方案较多（低压轴可全转速也可半转速）
汽轮发电机组投资低	汽轮发电机组投资比单轴布置高 10%~23%
占地面积稍小，与锅炉占地不易匹配	占地面积稍大，与锅炉占地易匹配
汽轮发电机需大型化	汽轮发电机不需同步大型化
总体技术难度较高	总体技术难度较低
机组设计条件较难	机组设计条件较易
大件运输的限制条件较多	大件运输的限制条件较少
为今后新的发展趋势	基于现有条件发展
控制系统更简单	控制系统更复杂

基于上述特点，目前一般在 1000MW 级及以下机组更倾向于采用单轴结构。

2.2.2 通流技术

随着数值计算方法和计算机技术的进步，目前超临界、超超临界汽轮机普遍采用以全三维气动热力分析计算为核心的汽轮机通流设计技术，主要体现在采用小型损叶型、全三维弯扭叶片成型技术，三维流场有黏分析多级联算，汽轮机进排汽部分优化及相关试验支持等方面。

2.2.3 阀门、管道

超临界、超超临界汽轮机高压、中压主汽阀和调节阀由于进汽参数的提高，需要在材料、气动、结构、严密性、动作灵活性和强度方面统一考虑。

根据进汽参数的情况，阀门材料可以选择 Cr-Mo-V 铸钢、12%Cr 铸钢、9%Cr 锻钢等高温材料。阀芯材料抗氧化性能要好，对于有汽流和固体微粒吹蚀的部位要考虑采取防冲蚀措施。

阀壳、阀座和阀碟气动性能要好，阀门压损要小，由于高参数下汽流密度大，汽流脉动激振力大，容易诱发阀芯部件振动。

阀门结构要考虑布置合理，安装维护方便，高温、高压和承受冲击载荷的部件需要对强度和疲劳寿命进行详细分析计算，对承受高压的螺栓、垫片和阀盖的汽密性进行计算，防止蒸汽外泄。

超临界、超超临界机组进汽阀门布置方式与制造厂传统习惯有关，但一般都布置在汽缸外，通过主蒸汽管与汽缸连接，欧洲 ALSTOM、西门子公司阀门习惯采用如图 8.5-7 所示挂在汽缸两侧，外侧加辅助支撑的布置方式。这种布置方式增加了汽缸受力的复杂性，汽缸要同时承受阀门重量和锅炉来的蒸汽管道的作用力，但由于靠近汽缸，调节阀后蒸汽有害容积小，有利于防止机组超速。

ALSTOM 高压主汽调节阀如图 8.5-3 所示。ALSTOM 中压联合汽阀如图 8.5-4 所示。

美国和日本公司的阀门布置方式为高压主汽阀、调节阀悬吊在机头前运行平台下面，通过 4 根导汽管与高压汽缸连接；中压联合阀布置在高中压缸两侧，通过中压进汽管与汽缸连接，并采用浮动式弹簧支架固定在平台上，阀门布置如

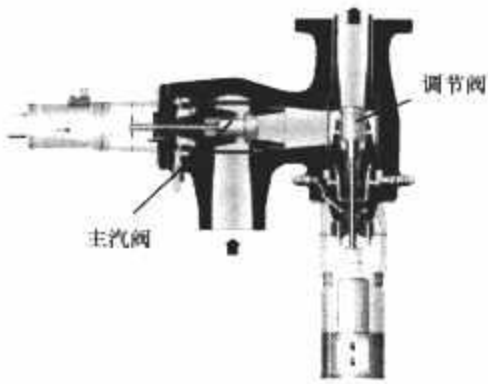


图 8.5-3 ALSTOM 高压主汽调节阀

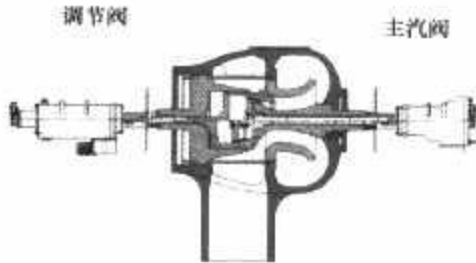


图 8.5-4 ALSTOM 中压联合汽阀

图 8.5-5 所示。这种阀门布置方式的优点是汽缸受力简单，只承受锅炉来的蒸汽管道的作用力，阀门起吊高度低维护方便，运行层整洁；缺点是主蒸汽管道相对较长，调节阀后蒸汽有害容积大。

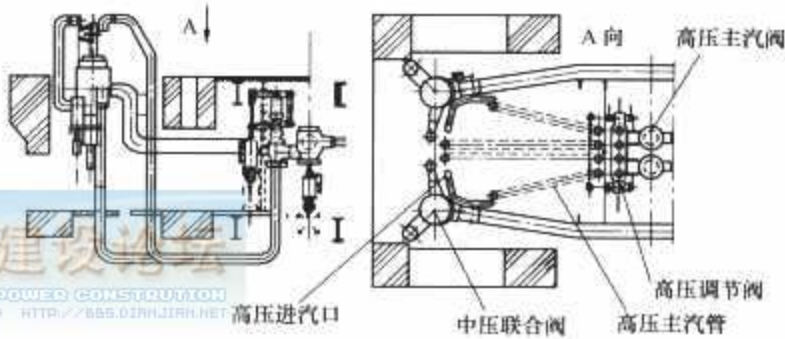


图 8.5-5 日本公司的阀门布置方式

随着阀门布置方式的不同，汽缸与主蒸汽管连接的进汽管结构也不一样。

随着蒸汽压力和温度的提高，主蒸汽管的壁厚要相应提高，壁厚增加将导致材料单位质量增加，管道设计、布置难度加大，管道柔度下降，管道对汽缸和阀门的作用力和力矩增加。通常使用的 P22 管的临界参数为 25MPa、560℃，高于此参数应选用 12%和 9%Cr 系耐热钢，由于 12%和 9%Cr 系耐热钢高温性能更好，管道壁厚可以减薄，避免管壁加厚带来的弊端及降低投资，如 P91 其管壁厚度减薄导致的成本降低，使采用 P91 比 P22 更加经济。

超超临界机组主蒸汽管道的材料主要是铁素体/马氏体钢，对于奥氏体钢，由于热传导性差和大的热膨胀系数使得主蒸汽管道十分容易产生热疲劳。

超临界、超超临界汽轮机蒸汽密度大，汽流脉动激振力大，主蒸汽管流速最好应控制在 60m/s 以下，同时合理设计管道支吊形式，减少管系中的弯管数量和加大弯管半径来预防管道的汽流激振。

2.2.4 汽缸

汽缸是汽轮机的承压外壳，是汽轮机的主要静子部件，根据汽缸进口处蒸汽参数的不同，汽缸分为高压缸、中压缸和低压缸。汽缸的作用如下：

(1) 将汽轮机通流部分与大气隔开形成蒸汽热能转换为机械能的封闭腔室。

(2) 支撑喷嘴室、喷嘴、隔板(静叶环)、隔板套(静叶持环)、汽封体和汽封等部件。

(3) 承受安装在汽缸内部件的重量,管道的安装应力和热应力,运行时汽缸内外的压差和温度变化引起的热应力,蒸汽对静止部件的反力矩。

(4) 汽缸上加工的抽汽口与回热抽汽管道一起完成回热循环加热给水,提高循环效率。

超临界、超超临界汽轮机汽缸形状复杂,又处于高温、高压的工作环境,因此缸壁必须有一定的壁厚满足强度要求,水平法兰要有一定厚度,以满足结合面的严密性要求。汽缸的结构设计力求简单、对称,保证具有良好的膨胀和收缩性能,同时要减少启停和运行时的热应力和应力集中,汽缸在运行状态下还应具有良好的对中性,以保证转子和静子处于同心状态维持设计的通流间隙。

随着汽轮机制造者的习惯和制造工艺不同,汽缸的结构也有多种形式。但超临界、超超临界汽轮机高中压缸都无例外地采用了双层缸结构。超临界、超超临界汽轮机采用双层缸结构的优点是将汽缸内外压差分摊给内外缸,减小了每层缸的压差和温差,缸壁和法兰可以相应减薄,在机组启停及变负荷时,汽缸的热应力比较小,有利于缩短启停时间和提高机组的运行灵活性,也使汽缸的严密性更容易得到保证。超临界、超超临界汽轮机由于蒸汽温度高,与高温蒸汽接触的部分需要采用贵重的耐热金属,双层缸结构只有内缸或喷嘴室与高温蒸汽接触,内缸尺寸小,重量轻可有效节约耐热金属。为保证汽缸形状对称,避免厚重的法兰。欧洲的SIEMENS公司在高压外缸(如图8.5-6所示)、ALSTOM在高压内缸采用了无中分面桶形汽缸结构,桶形汽缸因为没有厚重的中分面法兰,可以做到汽缸壁厚均匀,汽缸温度场分布对称,防止由于温度变化剧烈造成的汽缸翘曲,但桶形汽缸装配工艺复杂,检修困难,高压缸不好设计回热抽汽口。

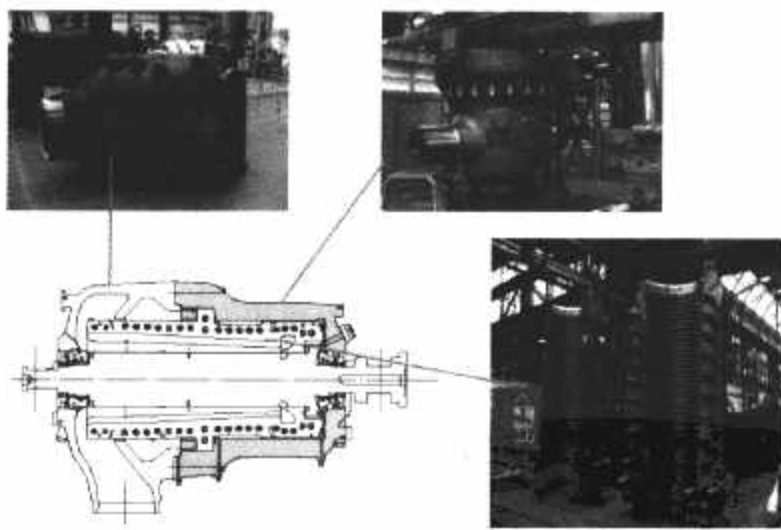


图 8.5-6 SIEMENS 公司的圆桶形外缸

美国和日本公司汽缸一直采用中分面剖分,由中分面螺栓连接的传统结构,装配工艺简单维修方便,法兰一般采用窄高法兰和蒸汽自流措施来减少法兰带来的影响。蒸汽自流结构如图8.5-7所示。

超临界、超超临界汽轮机高、中压汽缸形状复杂,一般采用Cr-Mo-V铸钢或12Cr铸钢。在要求汽缸材料件具有良好的铸造性、焊接性、足够的强度和刚度的同时,还要求铸钢件有足够的持久强度、蠕变强度,良好的抗热疲劳性能和抗氧化性。

大容量机组的低压缸一般也采用双层缸或三层缸结构,如图8.5-8所示。外缸采用焊接结构,排汽口与凝汽器连接,可采用弹性连接和刚性连接,外缸的刚性和气动性能是

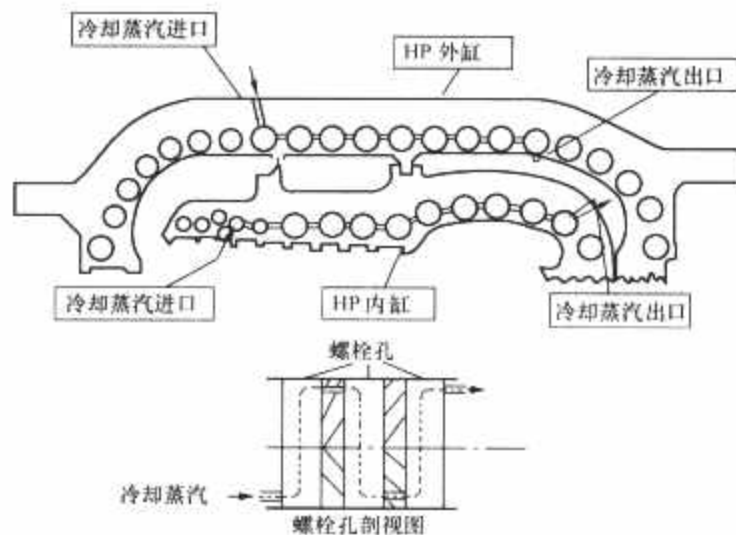


图 8.5-7 蒸汽自流结构

外缸设计的重点,对于轴承座在外缸上的机组,轴承座支承部分对不平衡响应敏感程度将影响到机组轴系能否可靠运行,因此轴承座的支撑刚度需要与轴系振动特性相适应。内缸的主要问题在于内缸进汽部分内外壁存在很大的温差,内缸中分面法兰温度应力大,长期运行后汽缸中分面局部产生塑性变形,造成中分面泄漏。为避免产生过大的温度应力,需要在内缸外壁和中分面法兰安装遮热板;在中分面开卸应力槽;或采用三层缸,将进汽室由焊接结构改为装配结构,减小进汽部分温差和高温部件的约束,使进汽室可以自由膨胀不受法兰的约束。

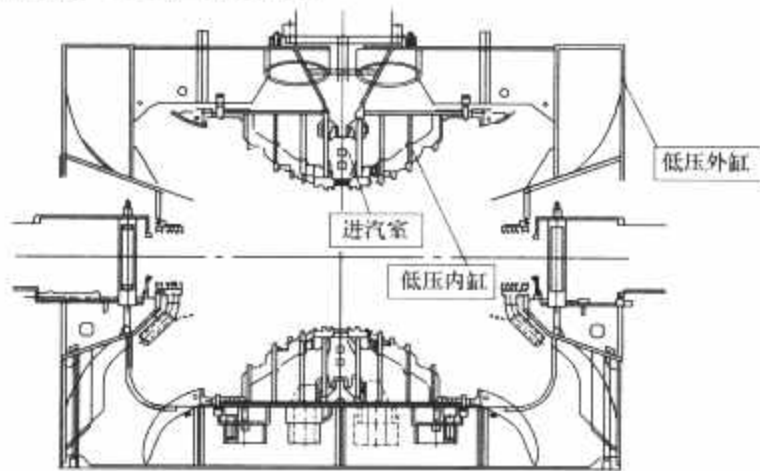


图 8.5-8 低压缸三层缸结构

2.2.5 轴承

汽轮机轴承有支持轴承和推力轴承两种,支持轴承承担转子的重量、转子旋转产生的激振力并确定转子的径向位置,以保证转子的旋转中心与汽缸中心一致,维持合理的通流径向间隙。推力轴承承担转子运行时的蒸汽推力,确定转子的轴向位置,以保证通流间隙的轴向间隙。

超临界、超超临界汽轮机轴系是由多个转子和多个轴承组成的,由于轴承尺寸大,轴承油膜一般处于紊流状态,轴承的工作条件复杂。超临界和超超临界机组容量比较大,转子跨距加大后导致转子刚度下降,同时汽流激振力比亚临界机组更大,这些都导致超临界、超超临界汽轮机轴系动力特性设计难度更大。轴承提供了转子系统中大部分的阻尼,因此轴承的选型和参数设计就成为机组轴系可靠性设计的关键因数。各汽轮机制造商都是根据各自的传统结构、工艺习惯和实际运行经验来进行轴承的选型和设计,尽量提高轴承的静、动特性,以保证机组轴系的稳定性。

超临界、超超临界汽轮机的支持轴承的主要形式有可倾瓦轴承和椭圆瓦轴承,且都应具有自动对中能力。椭圆轴承由于承载能力强,结构简单,工艺可靠,广泛应用于超临

界、超超临界汽轮机组低压和发电机等载荷较大处的轴承。超临界、超超临界汽轮机由于主蒸汽参数比较高,蒸汽密度比较大,汽流激振力远远大于亚临界汽轮机,因此,目前许多制造商在汽流激振力大、负荷轻的高、中压转子上都采用了稳定性好的可倾瓦轴承。可倾瓦轴承瓦块在工作时可以随转速和载荷的不同而自由摆动,如果忽略瓦块的惯性、支点的摩擦阻力及油膜剪切摩擦力的影响,每个瓦块作用到转子上的油膜力合力都是经过轴径中心的,不会产生促使转子涡动的失稳分力,因此可倾瓦轴承的稳定性在各类轴承中是最好的。同时,可倾瓦轴承对不平衡的敏感性要比固定瓦小,在运行中具有承受大不平衡量的能力。但可倾瓦的承载能力在各类轴承中是比较小的,因此可倾瓦轴承主要用于超临界、超超临界汽轮机轻载的高中压转子和部分负荷较轻的低压转子。

推力轴承有自位式京士伯里型轴承和斜面式推力轴承。京士伯里型轴承利用平衡桥的摇摆运动,使所有巴氏合金表面载荷中心处在相同的平面内,使每一个瓦块受力均匀。斜面式推力轴承,该轴承结构装配简单,占据空间小,轴承刚度很好,具有较高的承载能力和较长的使用寿命;同时,外部采用球面配合,具有较好的自位能力。

2.2.6 转子

超临界汽轮机高中压转子在运行温度低于 566°C 时可选用亚临界机组使用的 Cr-Mo-V 钢,一般认为 Cr-Mo-V 钢在 566°C 条件基本达到强度极限,在 566°C 下工作的 Cr-Mo-V 钢转子需要采取冷却措施。

为了保证在超高温下有足够的强度,超超临界汽轮机高、中压转子通常采用 12Cr 钢或改良 12Cr 钢制造,由于 12Cr 钢含铬量高而使轴颈的运转特性很差,轴颈表面容易发生黏着、拉毛而导致轴承故障。解决这一问题的措施是在轴颈和推力盘表面堆焊 Cr-Mo 低合金,以解决磨损问题,其优点是支持轴承温度变化很小,不会因为堆焊低合金层与转子材料间的线胀系数差造成热疲劳,而且有一层较厚的低合金,轴颈如果出现损伤可以返修。12Cr 转子堆焊如图 8.5-9 所示。

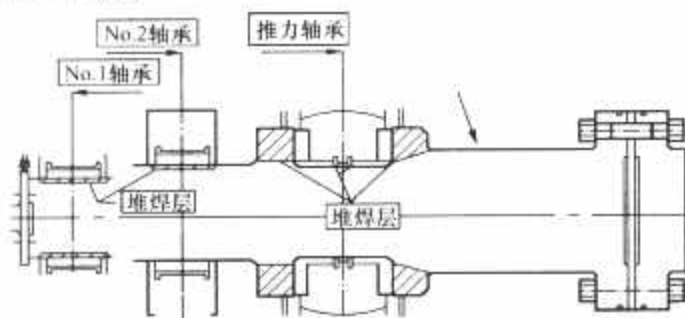


图 8.5-9 12Cr 转子堆焊

超临界、超超临界汽轮机低压部分主要的设计问题是进汽温度升高,低压进汽温度可达 400°C 。常规的 3.5% NiCrMoV 转子材料在进汽温度超过 $350\sim 375^{\circ}\text{C}$ 时,钢的脆性转变温度 FATT 将向高温侧大幅度移动,回火脆化现象明显。研究发现,引起一般 3.5% NiCrMoV 钢脆化的原因主要是材料在温度高于 350°C 下长期暴露后,晶界上会出现 P、Sn 等杂质元素的沉淀物。此外, Si、Mn 助长这些沉淀物的形成,造成材料脆性。如果不采取冷却措施,解决这一问题的方法是采用超纯净的 3.5% NiCrMoV 钢,因此把钢中的 Mn、Si 和 P、Sn、S、As、Sb 等杂质元素降到相当低的程度,就可以避免晶间偏析引起的回火脆性和材料韧性的降低。超纯净的 NiCrMoV 钢最高使用温度可达 450°C ,而无明显的脆化现象。同时,超纯净的 NiCrMoV 钢由于 P、S 有害元素减少后,材料的机械性能可以上一档次,为采用更

长的末级叶片创造了条件。

超临界、超超临界汽轮机转子主要有两种结构形式,即整锻转子和焊接转子。转子之间采用刚性连接居多。ALSTOM 公司主要采用焊接转子,日本和美国公司主要采用整锻转子。随着冶炼技术和无损检验的进步,超临界和超超临界汽轮机整体转子一般采用无中心孔转子。

超临界、超超临界汽轮机高、中压转子进汽温度高,转子设计不但要考虑高温持久强度和蠕变强度,还要在结构设计上考虑热应力的影响,减小热应力集中系数,同时选择合理的冷却方式和冷却参数来降低转子表面和叶根的温度,改善转子的温度分布,提高转子的蠕变、持久强度,延长转子寿命。

2.3 超临界、超超临界汽轮机控制保护系统

超临界、超超临界汽轮机控制采用由纯电调和高压抗燃油液压伺服系统组成的数字式电液控制系统 (DEH)。

DEH 系统应能在下列任何一种机组运行方式下安全经济地运行:

- (1) 锅炉跟随。
- (2) 汽轮机跟随。
- (3) 协调控制。
- (4) 滑压运行。
- (5) 定压运行。
- (6) 手动方式。

此外,DEH 系统还应能充分适应其他包括机组事故状况和各种启动方式在内的启停运行要求。

2.4 超临界、超超临界汽轮机辅助系统

(1) 润滑油系统。润滑油系统向汽轮机发电机组的所有轴承提供润滑油,同时还向发电机氢密封系统、盘车齿轮润滑装置供油。润滑油系统主要有两种动力油源系统,即主轴直接拖动的主油泵系统和电动主油泵系统。

(2) 汽封系统。超临界、超超临界汽轮机的轴封系统一般为自密封系统,正常运行时,利用高、中压缸轴封漏汽供低压缸轴封密封用,在机组负荷达到 $50\%\sim 75\%$ 时系统可进入自密封状态。

(3) 顶轴系统。顶轴系统在机组启动或停机时向各轴承供高压油以便能顺利地投入盘车装置。顶轴系统设有压力连锁保护装置,以防止顶轴油泵损坏。顶轴油泵向汽轮机及发电机各轴承供油,顶轴油系统设置有安全阀以防系统超压。

3 超临界、超超临界汽轮机的关键技术

3.1 防固体粒子侵蚀技术

锅炉管道内壁脱落的氧化物颗粒引起的调节级和中压第一级静叶固体微粒侵蚀 (SPE) 是超临界和超超临界机组的关键问题之一。中压第一级隔板微粒腐蚀情况如图 8.5-10 所示,固体微粒侵蚀可引起调节级喷嘴和中压第一级静叶损坏,安全性下降,导致强迫停机、延长停机检修时间、缩短大修间隔时间、增大维修费用等系列问题,同时导致通流效率降低。



图 8.5-10 中压第一级隔板微粒腐蚀情况

3.1.1 固体颗粒对壁面磨蚀的机理

固体颗粒的磨蚀，有塑性磨蚀及脆性磨蚀两种模式。一般而言，若磨蚀颗粒是以微切削、铲挖等塑性变形的方式对固体壁面进行磨损，称为塑性磨蚀，金属材料的磨蚀多为这种形式。若耗损是由撞击应力引起的微裂纹，并伴随裂纹的延伸过程所造成的，则属于脆性磨蚀，陶瓷、碳化物、氧化物等硬脆材料的磨蚀通常属于这种情况。数种常见的微粒冲击形态如图 8.5-11 所示。

塑性磨蚀机理是角状微粒高速冲击材料表面时，微粒的突出角刃会出现图 8.5-11 (a) 所示的刀具切削方式，造成材料的磨蚀损耗，这种磨蚀强度与冲击角度、微粒材质、微粒形状及母材性质间关系密切。当冲击角度变大时，作用在材料表面的应力形态，会由低冲击角度的斜向剪切应力为主的形式逐渐转变成反复作用的正向压应力形式，这时磨蚀是以局部塑性变形的方式，产生所谓的变形磨耗，挤伸与锻压是变形磨耗主要原因；当高速微粒以某一倾斜角度冲击材料表面时，若冲击点所承受的应力超过材料的变形强度，将迫使冲击点四周发生塑性变形，形成弧状凹痕，凹痕边缘同时出现因压挤作用而形成突起的屑片，如图 8.5-11 (c)、(f) 所示，此屑片受到后续微粒不断地撞击，或因硬化而脆断或被微粒直接切除，造成材料的磨损。而塑性材料受微粒磨蚀的主要方式为切削与塑性变形的交互作用。

在连续撞击下，材料表层因金属疲劳而出现薄板状屑片是造成材料磨蚀的另一原因，如图 8.5-11 (e) 所示。

脆性磨蚀一般发生在硬度较高的脆性材料，冲击微粒的硬度可能相对低于母材。在这种情况下，材料的磨蚀不再以切削或大量塑性变形的方式进行，而是在微粒高速撞击母材表面时，因能量转移而形成高冲击应力场，使硬脆母材在冲击点附近形成微裂纹，如图 8.5-11 (b) 所示。即使在撞击能量较低时，因受连续性冲击，也一样会在材料表面形成疲劳裂纹，如图 8.5-11 (d)。这两种裂纹的形成是脆性磨蚀的主要原因。上述裂纹在重复应力作用下，向四方延伸并彼此交错，最后导致材料的剥离。

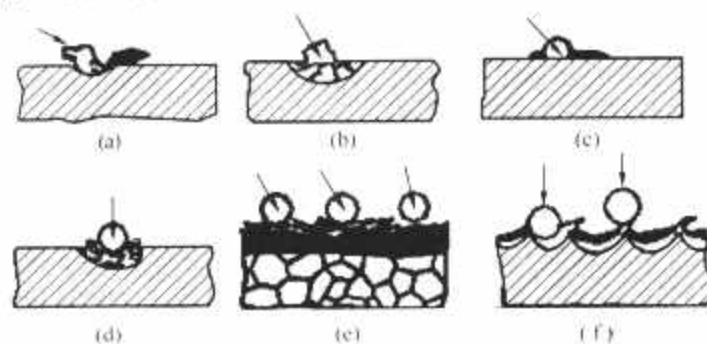


图 8.5-11 数种常见的微粒冲击形态

(a) 微切削；(b) 表面裂纹；(c) 挤伸和锻压；
(d) 微裂纹；(e) 疲劳屑片；(f) 挤伸突起屑片

已有研究表明，微粒速度、微粒材料、冲击角和试件温度对材料的冲蚀磨损特性有很大的影响。塑性材料的最大冲蚀率出现在小冲击角度处，一般为 $20^{\circ} \sim 30^{\circ}$ ；而脆性材料的最大冲蚀率出现在大冲击角度处，一般接近 90° 。固体微粒撞击角度与相对冲蚀程度见表 8.5-4。

表 8.5-4 固体微粒撞击角度与相对冲蚀程度

撞击角度 ($^{\circ}$)	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90
相对冲蚀 (%)										
12Cr 钢	84	97	100	87	74	55	42	35	32	26
硬质耐冲蚀涂层	3	4	6	12	18	24	33	38	42	44

粒子撞击角度对材料冲蚀的影响如图 8.5-12 所示。

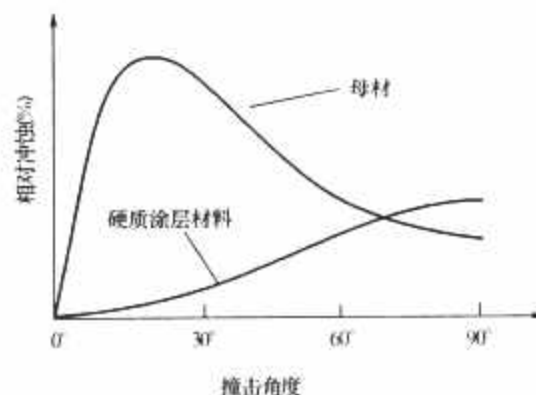


图 8.5-12 粒子撞击角度对材料冲蚀的影响

影响材料磨蚀率的因素非常多，且复杂，在实际情况下，磨蚀率取决于各因素的综合效应，一般可将这些因素归纳为以下三大类：

- (1) 冲击形式：如冲击角度、冲击速度。
- (2) 微粒性质：包括形状、大小、密度及浓度。
- (3) 母材性质：材料显微结构、硬度、塑性、加工硬化性、残留应力、表面状况等。

对汽轮机而言，引起冲蚀的固体微粒主要是 Fe_3O_4 和 Fe_2O_3 。这种粒子质地坚硬，主要是来自锅炉过热器、再热器的内表面，以及蒸汽联箱及主蒸汽管道内壁剥落的氧化皮，尺寸极小，直径通常不超过 $15\mu\text{m}$ ，它们对汽轮机的损坏主要是塑性冲蚀磨损。

氧化皮是金属材料在长期的运行过程中与蒸汽中的氧反应而生成的产物。

3.1.2 高温氧化皮剥落机理

机组运行过程中，过热器和再热器管表面氧化层会逐渐增厚。尤其当管壁超温时，过热器和再热器表面氧化层会迅速增厚，当氧化皮增长到一定厚度时，如果温度和压力变化率大，则氧化皮就容易发生脱落。

不同的材料由于其抗氧化的能力差别很大，因此选材是否合理是氧化层剥落多少的重要影响因素。另外，在机组启动、停机及温度、压力波动较大时，随着氧化层膨胀系数与管道材料不同，在温度、压力反复变化过程中氧化层容易发生剥落，并以固体粒子形式随汽流进入汽轮机高中压缸。进入汽轮机内的固体粒子的数量随着机组运行状态而改变，以启动时数量最多，可达数千微毫克每升，正常运行时则减少到不足 10×10^{-9} 。

3.1.3 防止固体微粒侵蚀的对策

现在国内外防止固体微粒侵蚀的对策与解决办法如下：

(1) 消除固体微粒源。防止和减轻固体微粒冲蚀的最合理的办法是消除固体微粒源，主要方法有：

1) 在炉管内壁渗涂以防止产生金属氧化物是一个持久办法。但该工艺在已运行的机组上采用尚有困难（除非更换炉管）。
2) 对过热器和再热器进行酸洗，清除管壁上的金属氧化物。

3) 锅炉酸洗后，对炉管进行铬酸洗钝化处理，以改善磁性氧化铁的黏附力。处理过的表面同蒸汽接触后产生一层含铁铬的氧化膜。该氧化膜通过降低 Fe^{2+} 的活动能力和减少水气向内部扩散，使金属氧化物的增长速度减少三分之二。氧化膜的化学稳定性很高，热膨胀系数与铁素体管材的热膨胀系数相似，从而使它具有长期抗剥落的能力，这样减少了金属氧化物的形成和剥落，也减少了过热器、再热器和主蒸汽管道所需的化学清洗次数。

(2) 减少通过汽轮机通流部分的固体微粒数。为减少固体微粒进入汽轮机通流部分，推荐采用汽轮机旁路系统，在

汽轮机启动前先将锅炉蒸汽引入旁路。从一系列研究的取样看,一些机组带到满负荷后蒸汽中的金属氧化物颗粒浓度才从峰值回落;而采用旁路系统的一些机组尚未带到满负荷时蒸汽中的金属氧化物颗粒浓度已从峰值回落。因此,采用汽轮机旁路系统可大大减少通过汽轮机通流部分的固体微粒,但启动多长时间后停用旁路则需要根据机组的运行方式及升负荷速率来决定。

装有旁路系统的机组,在启动时还可通过旁路系统较好地控制温度偏差,可在一定程度上减少过热器和再热器中金属氧化物产生裂纹和剥落。

此外,要充分重视机组调试阶段防止炉内固体微粒异物进入汽轮机通流部分,调试启动时可延长采用旁路的时间,或设置临时细目滤网。

运行中要采取改善锅炉燃烧和调整运行控制技术,注意防止超温,抑制超温引起氧化加剧情况的产生,同时避免温度的大幅度变化造成过热器、再热器和主蒸汽管壁上大的温度梯度,减轻氧化层和管壁分离。

(3) 减轻固体微粒冲蚀的通流部分设计。固体微粒进入汽轮机通流部分是很难完全避免的,为减轻进入通流的固体微粒对通流部件的危害,设计上主要有以下措施:

1) 改进调节级喷嘴叶片形线或数量。从现场检查可知,调节级的固体微粒腐蚀主要产生在喷嘴出汽边内弧上,这主要是来自进汽管的粒子被汽流加速后以小角度冲击在压力面出汽边上,加上喷嘴的转折角较大,出汽边内弧正好处于微粒冲击轨迹上,因而容易在该部位产生严重冲蚀。从调节级的固体微粒腐蚀机理可知,解决调节级固体微粒腐蚀的一种有效措施是改变固体微粒的冲击角度,重新设计喷嘴形线,减少汽流的转向折转角、增大折转半径,使颗粒较容易地通过。这样撞击在喷嘴出汽边内弧面的固体微粒数目将减少,从而减轻冲蚀量。根据美国 GE 公司理论分析和运行实践经验,采用新的斜面喷嘴形线技术(如图 8.5-13 所示)和保护涂层技术,可有效解决调节级的固体微粒腐蚀问题,实现调节级在一个大修期内的无老化设计,提高持久效率。另一种方法是减少喷嘴数目、增大横截面积,使微粒可以顺利通过喷嘴。

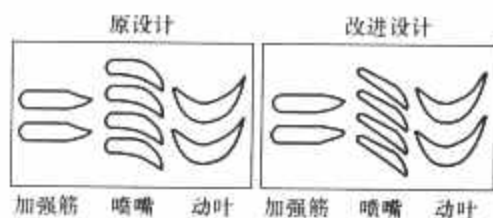


图 8.5-13 美国 GE 公司减轻固体颗粒侵蚀的调节级改进设计

2) 再热第一级的微粒冲蚀及预防措施。再热第一级固体微粒冲蚀主要发生在导叶出汽边背弧上,固体微粒冲蚀机理不同于调节级,是静动叶片间微粒复杂的多重反射冲击现象。来自导叶出口的粒子首先打在动叶进汽边背弧上,粒子在动叶上获得巨大切向速度,并以小角度冲击导叶出汽边背弧表面,对导叶形成严重的腐蚀。因此,防止再热第一级的固体微粒冲蚀的有效措施是合理加大动、静叶轴向间隙,这样可以大大减少固体微粒反弹造成的喷嘴冲蚀,增加动、静叶间轴向间隙后,可以使蒸汽有更长的时间来加速从喷嘴进入动叶的固体微粒。同时,也使蒸汽有更长的时间来使动叶进口反弹回来的固体微粒改变方向重新进入动叶,使从动叶反射的微粒被主流吹回动叶流道而不能打在静叶出汽背弧上(如图 8.5-14 所示),切断微粒多重反射的途径;同时对静

叶采用表面保护技术,提高静叶的耐冲蚀性能,从而有效防止了固体微粒冲蚀,提高持久效率。图 8.5-15 所示为某机组中压第一级在设计负荷和 50% 负荷下不同尺寸的颗粒在轴向间距为 5、7.5mm 和 10mm 时反弹回静叶的百分比的数值分析结果。

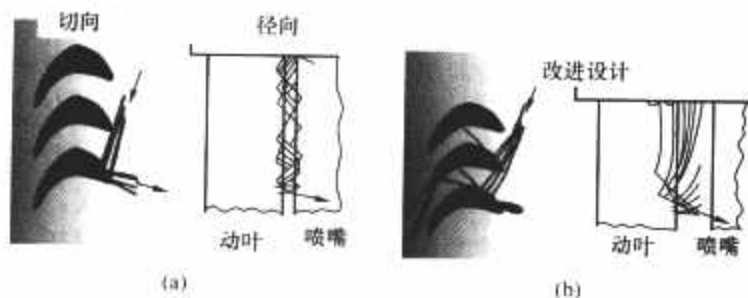


图 8.5-14 再热第一级的防固体微粒腐蚀的有效措施 (a) 原设计; (b) 改进设计

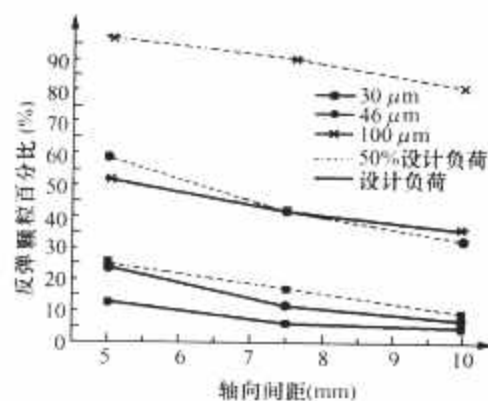


图 8.5-15 反弹回静叶的颗粒百分比与轴向间距及负荷的关系

(4) 改善通流部分零部件表面的耐冲蚀特性。改善通流部分零部件表面的耐冲蚀性主要措施有喷涂硬质耐冲蚀涂层、扩散渗层技术。

1) 喷涂硬质耐冲蚀涂层。对汽轮机通流部分所用材料冲蚀损伤的速率极大地依赖固体微粒的撞击角度,冲蚀最严重时的冲击角为 $15^{\circ} \sim 30^{\circ}$ 。然而,对硬度很大的材料则不同,冲击角度小时所受到的冲蚀损伤也小,这样就可以在汽轮机通流部分中采用硬质涂层以减少损伤。等离子喷涂碳化铬和等离子喷涂碳化钨增加了喷嘴和动叶的耐冲蚀性,高耐冲蚀性的陶瓷等离子喷涂技术已应用于汽轮机喷嘴和动叶上。

耐冲蚀试验结果表明,没有涂层的 12Cr 钢材受到严重冲蚀,采用多次喷涂工艺的层状结构碳化铬等离子喷涂层(涂层厚约 0.3mm)的耐冲蚀性约为无涂层 12Cr 钢材的 10~20 倍。

等离子喷涂装置可对汽轮机通流部分进行匀质喷涂,喷涂过程采用低于 260°C 的温度,不会影响基材金属的性能和尺寸。等离子喷涂技术几乎可用于通流部分所有需要耐冲蚀涂层的部件。

2) 扩散渗层技术。扩散渗层技术采用的是一种渗入金属工艺,它将需要渗层的部件装箱放入惰性粉末混合物中。粉末混合物是用于扩散到部件表面的金属元素及诸如卤盐类的活化剂。装箱部件被加热到 $899 \sim 1093^{\circ}\text{C}$ 温度并保温数小时,然后再冷却拆箱。要求冷却速度很低,同时还需要对部件进行热处理,以恢复其设计的机械性能。由于受扩散渗层自身特性的限制,其最大厚度约为 0.07mm。扩散渗层技术可解决已投运机组第一级喷嘴室和用螺栓固定的喷嘴弧段耐冲蚀问题,及喷涂枪接触不到的喷嘴出汽边内弧表面耐冲蚀性的问题。

耐冲蚀试验结果表明,渗层的耐冲蚀性约为 12Cr 基材

的30倍,耐冲蚀性与扩散渗层的工艺有关。图8.5-16所示为母材与渗硼材料冲蚀率比较,母材的冲蚀磨损特性显现出塑性材料的特性,最大磨损率出现在冲击角 $15^{\circ}\sim 30^{\circ}$ 之间;渗硼材料的冲蚀磨损特性显现出脆性材料的特性,最大磨损率出现在冲击角约 75° 处。

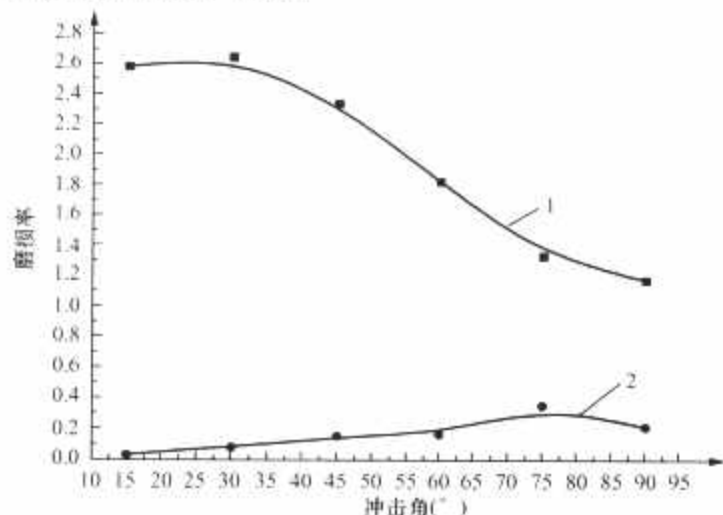


图 8.5-16 粒子速度 220m/s, 温度 566℃ 时
母材与渗硼材料冲蚀率比较
1—母材; 2—渗硼材料

3.2 冷却蒸汽结构

随着蒸汽温度的升高,材料的力学性能有所下降,为了保证超临界、超超临界汽轮机的部件有足够的强度和寿命,除了采用高温强度更好的钢材外,还广泛采用蒸汽冷却技术,高温部件的蒸汽冷却技术现已成为超临界、超超临界汽轮机研制和生产的关键技术之一。

蒸汽冷却是采用温度比较低的蒸汽(如高压排汽、高压抽汽、喷嘴后或调节级动叶后蒸汽)来冷却超临界、超超临界汽轮机的高温部件,以降低超临界、超超临界汽轮机高温部件的工作温度。在工程实践中,对于汽轮机的高温部件,CrMoV钢应用于566℃,12%Cr钢应用于600℃,奥氏体钢应用于650℃时一般需要采用蒸汽冷却措施;对于蒸汽参数为16.7MPa/538℃/538℃的亚临界汽轮机,高温部件使用CrMoV钢,可以不采用蒸汽冷却技术;对于蒸汽参数为24.1MPa/566℃/566℃的超临界汽轮机,高温部件使用12%Cr钢,可以不采用蒸汽冷却技术,但使用CrMoV钢必须采用蒸汽冷却技术;对于蒸汽参数为25~28MPa/600℃/600℃的超超临界汽轮机,高温部件使用12%Cr钢,需要采用蒸汽冷却技术。

超超临界汽轮机的喷嘴室、转子、汽缸等部件采用蒸汽冷却技术,既可以提高现有材料使用等级,充分利用材料的机械性能,又可以延长这些部件的设计寿命。在超超临界汽轮机的启动、停机和负荷变动的过程中,汽轮机部件承受相当大的热应力,最大热应力通常位于汽轮机部件高温区域的应力集中部位。采用蒸汽冷却可以降低汽轮机高温部件的工作温度和部件的温度差,可以降低这些部件的热应力。

超临界、超超临界汽轮机冷却设计需要考虑冷却蒸汽的加入对主流的影响;分析冷却结构、冷却流量、冷却蒸汽参数等因素的变化所带来的流动的改变以及由此所产生的附加损失;转子推力变化情况;分析采用蒸汽冷却后高温部件在各种工况下温度场的变化情况产生的热应力大小等。在考虑对汽轮机总体性能影响的基础上,进行减温效果的实验室验证和机组运行后的工业性试验,最终确定转子冷却方案。

超临界、超超临界汽轮机采用蒸汽冷却技术的部件有高

压喷嘴室,中压蒸汽室,高压转子,中压转子,高压汽缸,中压汽缸,高、中压进汽管等。超临界、超超临界汽轮机不同的部件根据各自厂家的结构和习惯而采用不同的冷却结构。

(1) 高压部件冷却结构。高压转子单流结构常用的蒸汽冷却有以下三种方法。

1) 第一级动叶叶型根部设计成负反动度,级后温度比较低的蒸汽经第一级动叶枞树形叶根底部间隙流入前轴封的高压侧。冷却蒸汽的流动使高压第一级轮缘和前轮面得到了冷却。

2) 从汽轮机高压调节阀后引出少量主蒸汽,喷入凝结水使其温度降低后作为冷却蒸汽,通过改变喷入的凝结水量控制冷却蒸汽的温度,冷却蒸汽经高压第一级和第二级动叶根底部间隙以及静叶与动叶之间的间隙流入主流,使冷却蒸汽流过的转子表面得到冷却。

3) 高压第一级后温度比较低的蒸汽的一小部分,经喷嘴室与内缸之间的腔室,回流至高压第一级前轮面和前轴封之间的空间,使喷嘴室、内缸和第一级叶轮的前轮面得到冷却,单流冷却结构如图8.5-17所示。

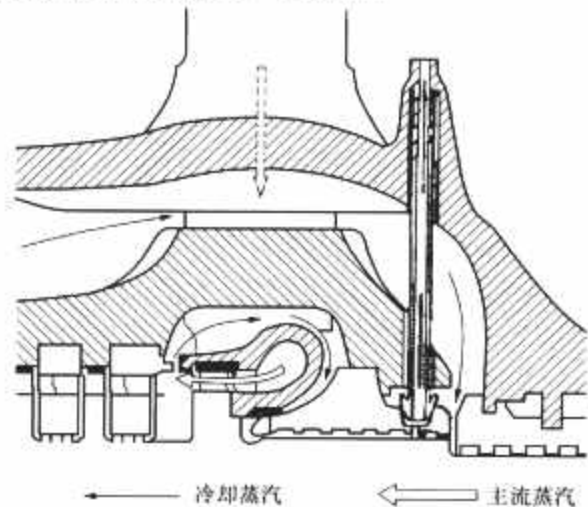


图 8.5-17 单流冷却结构

喷嘴室双流压力级采用单流结构冷却方式。高压第一级采用双流式结构,高压第二级以后的压力级采用单流结构。采用双流第一级的优点是每只动叶片所承担的负荷减少一半,喷嘴室和动叶片的应力有所减少;对于大功率超超临界汽轮机,可以使用现有实际运行经验的动叶片。但采用双流喷嘴室的缺点是叶片数目增加、造价高、轴承跨度增大。采用双流喷嘴室结构,喷嘴室和高压转子的双流冷却结构如图8.5-18所示,从前轴封侧喷嘴根部流出的小部分蒸汽,经喷嘴室与转子之间的腔室流入另外一侧喷嘴后主流。随着转子的转动,由于主流的抽吸作用,腔室中的蒸汽流出,使转子和喷嘴室得到冷却。

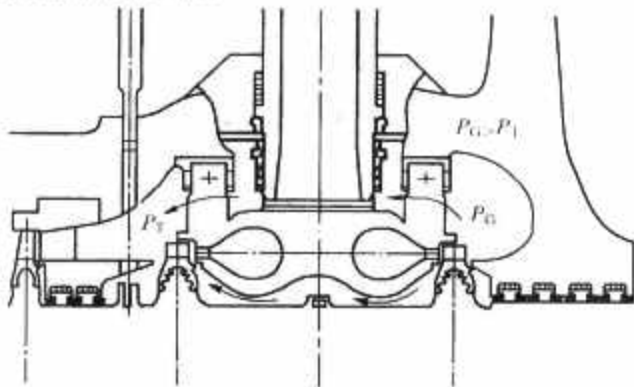


图 8.5-18 喷嘴室和高压转子的双流冷却结构

另一种双流喷嘴室和高压转子的冷却结构,如图8.5-19所示,调节级后一小部分蒸汽经过 180° 转弯后,流经调节级

叶轮上的冷却孔(斜孔)和喷嘴室外表面与转子之间的腔室,再流经双流喷嘴室中间小孔返回到调节级后,在此流动过程中,冷却了高温喷嘴室和高压转子的外表面。调节级叶轮上打有斜孔,由于叶轮旋转产生离心泵的作用,把调节级出口小部分蒸汽吸过来,流过喷嘴室与转子之间的腔室,冷却了喷嘴室和高压转子高温部位的外表面。

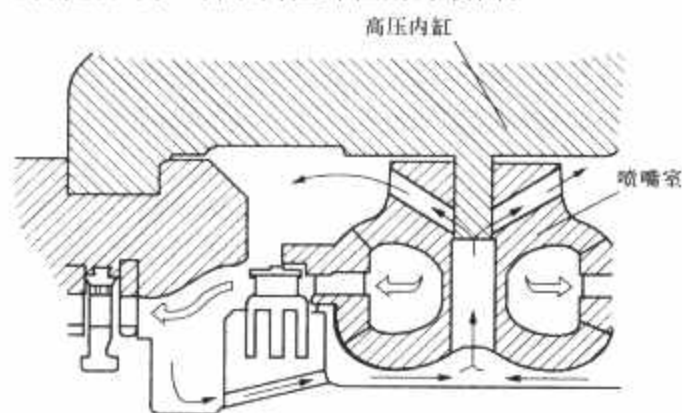


图 8.5-19 转子双流冷却结构

(2) 中压部件冷却结构。为了提高超临界汽轮机中压转子的热疲劳强度和蠕变强度,降低中压转子高温区域的热应力,可采用外部蒸汽来冷却中压转子和采用内部蒸汽自流冷却方法来冷却中压转子。

反动式汽轮机双流中压转子的冷却结构如图 8.5-20 所示,把高压汽轮机排汽或抽汽 350°C 以下的蒸汽引入中压汽轮机的进口导流环下部的空间,对中压转子高温部位进行冷却。该冷却蒸汽中小部分通过第一级动叶与静叶之间的汽封流入主流;大部分冷却蒸汽通过第一级动叶枫树形叶根底部间隙或蒸汽冷却孔流入第二级静叶前和第二级静、动叶之间;还有一小部分冷却蒸汽通过第二级动叶枫树形叶根底部间隙,流入第三级静叶前和第三级静、动叶之间。在中压转子的冷却结构中,必须合理设计冷却蒸汽出口汽封与转子的间隙、第一级与第二级动叶枫树形叶根底部冷却蒸汽通道面积以及第二级与第三级静叶环内侧汽封间隙,这些参数对转子的冷却效果影响比较大。

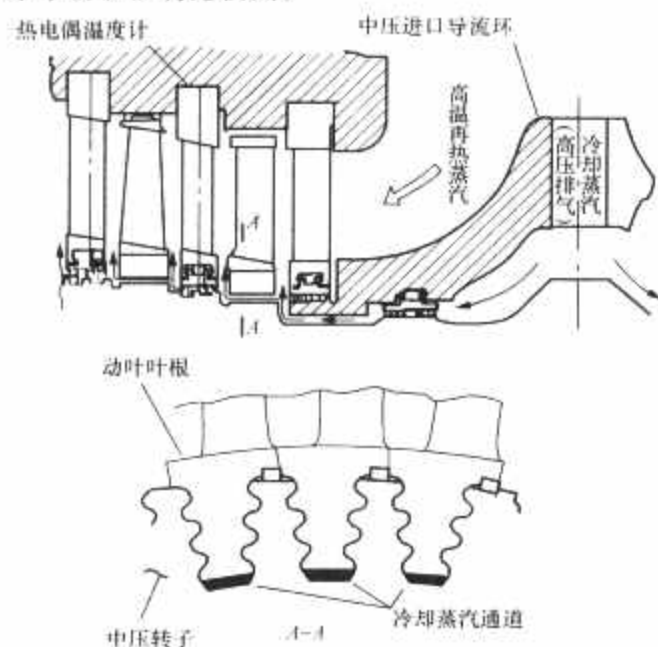


图 8.5-20 反动式汽轮机双流中压转子的冷却结构

冲动式汽轮机双流中压转子的冷却结构如图 8.5-21 所示,高压汽轮机的冷却蒸汽通过中压汽轮机前两级的隔板汽封、前两级动叶纵树形叶根底部间隙或叶轮的冷却孔以及前级叶轮前后轮面,使中压转子高温部位得到了冷却。

采用内部温度较低蒸汽自流冷却的冷却方法有:中压第一级设计为负反动度,超超临界汽轮机双流式中压缸具

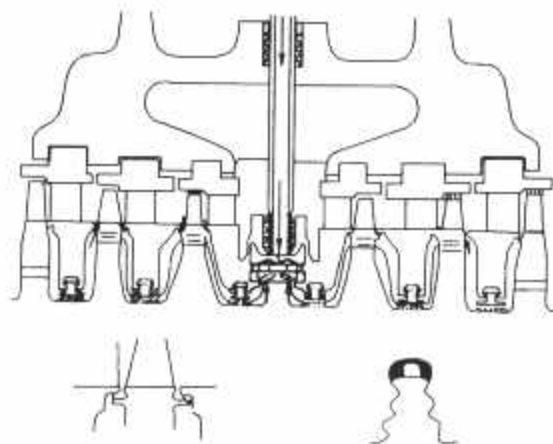


图 8.5-21 冲动式汽轮机双流中压转子的冷却结构

有比较高的再热汽温,在转子中间,两个第一级叶轮组成封闭空间,由于转动产生的热量使转子温度上升。中压转子采用双流式结构后,可在中压第一级叶型根部设计成负反动度,负反动度使得动叶根部出汽侧的压力比静叶根部出汽侧的压力高,使得做了功而降低了温度的动叶出口的蒸汽经动叶叶型根部和枫树形叶根底部间隙流向静叶出口。这种汽流的循环流动使轮缘和转子的表面得到了冷却。但是,叶型根部采用负反动度也有不足之处,就是叶型高度增加 $10\% \sim 20\%$,引起叶根离心应力的增加抵消了一部分蒸汽冷却的效果。

采用涡流冷却挡热板结构。在反动式双流中压转子进汽部分的中压第一级静叶内径处设计涡流冷却挡热板,使中压转子进汽区工作温度下降。中压转子涡流冷却挡热板结构如图 8.5-22 所示,中压第一级的反动度设计得比普通反动级小,使流经中压第一级静叶的蒸汽温度下降幅度增大,第一级静叶出口温度下降。在静叶内径处的挡热板上设计 4 个切向孔,静叶出口的蒸汽经过 4 个切向孔进入挡热板与转子之间的区域发生膨胀,使转子表面温度下降。扣除蒸汽在挡热板与转子表面之间摩擦产生热量的影响后,双流第一级动叶之间的中压转子表面温度约下降 15°C 。

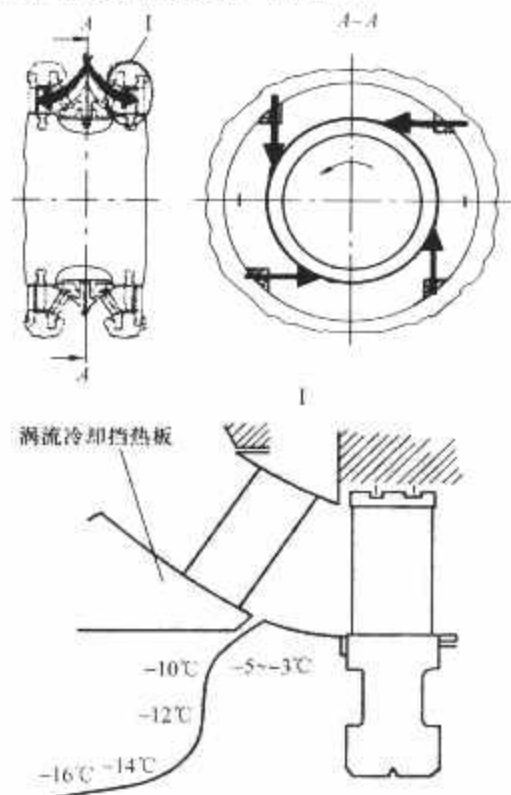


图 8.5-22 中压转子涡流冷却挡热板结构

(3) 高压汽缸和中压汽缸。

1) 喷嘴室和内缸的冷却。不论是反动式还是冲动式超超临界汽轮机,高压第一级喷嘴和动叶大多数采用冲动级。采用冲动级高压第一级喷嘴有相当大的焓降,使调节级后的

蒸汽压力和温度都有比较大的下降,从而使内缸承受的热负荷下降,内缸壁厚可以减薄,中分面螺栓尺寸减小。合理组织喷嘴、内缸之间的蒸汽流动,可采用外部冷却蒸汽或内部动叶后的低温蒸汽连续流过喷嘴室与内缸之间的夹层达到冷却的效果,如图 8.5-17~图 8.5-19。

2) 汽缸的夹层冷却。高压汽缸夹层冷却结构如图 8.5-17 所示,从高压缸通流部分引出部分蒸汽在内外汽缸夹层中流动,可以冷却内缸,限制内缸向外缸的热交换和热辐射。汽缸夹层应设计小的蒸汽流量,内缸外表面和外缸内表面的对流换热的放热系数不宜过大,应注意防止汽缸的高温部位被过度冷却而引起比较大的热应力,避免内缸外表面的强对流,以减小内缸的热应力和热变形。

中压汽缸夹层冷却结构如图 8.5-23 所示,中压内缸内表面再热蒸汽温度为 593°C ,中压内缸外表面流过约 460°C 的中压抽汽,中压内缸内外表面的金属温度差比较大,运行中热应力有可能引起内缸热变形。为了减小中压内缸内外表面的金属温度差,在中压内缸内表面处设计一个遮热罩。国外运行机组的测量数据验证了,采用遮热罩后中压内缸内外表面金属温度差减小的效果。

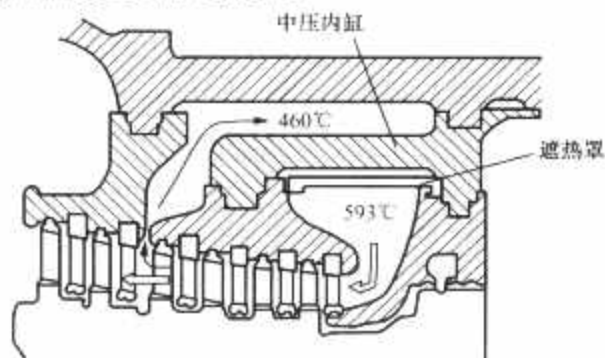


图 8.5-23 中压汽缸夹层冷却结构

3.3 轴系稳定性

汽轮发电机组转子失稳可由许多因素诱发,如油膜失稳、汽流激振、干摩擦碰磨失稳和内腔积液失稳等。因素虽然很多,但根本机理都是转子运动时受到了一个切向扰动力的作用,使转子轴心位置偏离转子运行时的平衡位置,切向力有使转子顺着转动方向涡动的趋势,转子发生涡动后离心力的增加势必导致涡动幅度的加大,如果没有足够的阻尼,切向力还会加大,从而加剧涡动。国内外机组实际运行情况表明,汽轮发电机组轴系失稳的主要形式为油膜失稳和汽流激振。

3.3.1 油膜失稳

汽轮发电机组发生油膜失稳有两种形式,即半速涡动和油膜振荡。转子工作转速在两倍一阶临界转速之下所发生的油膜失稳称为半速涡动,这时转子的自激振动频率接近转子转速频率的一半。转子工作转速在两倍一阶临界转速之上所发生的油膜失稳称为油膜振荡,这时转子的自激振动频率接近转子一阶临界转速,因此发生共振,引发转子的强烈振荡,半速涡动与油膜振荡的关系如图 8.5-24 所示。

(1) 油膜失稳的机理。完全平衡的理想转轴,在高速转动时,其轴颈中心相对于轴承中心有一个小位移,则转轴在轴承中的位置如图 8.5-25 所示。轴在轴颈中做偏心旋转时,形成一个进口断面大于出口断面的油楔,如果进口处的油液流速不立即下降,则轴颈从油楔中间隙大的地方带入的油量大于从间隙小的地方带出的油量。由于液体的不可压缩性,多余的油就推动轴颈前进,形成与轴旋转方向相同的涡动运动,涡动速度即为油楔本身的前进速度。

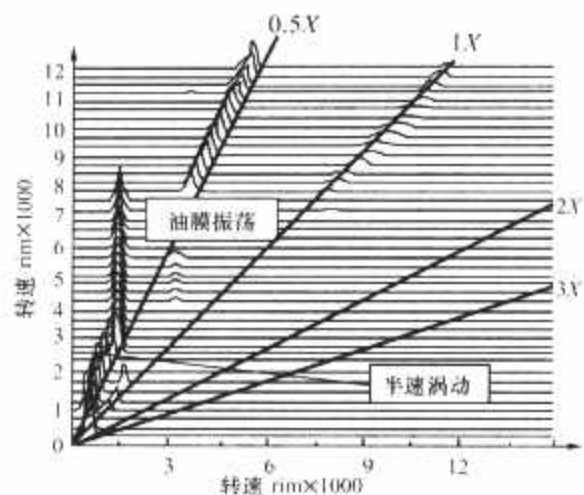


图 8.5-24 半速涡动与油膜振荡的关系

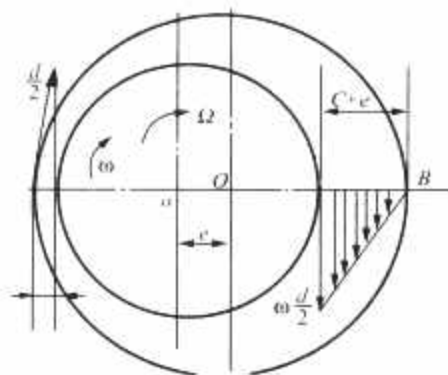


图 8.5-25 涡动速度

设轴颈中心处于平衡状态的某一偏心位置,转轴以角速度 ω 旋转,同时又以角速度 Ω 绕轴承几何中心旋转。根据流体润滑理论,油膜靠近轴颈处的速度等于轴颈圆周速度,靠近轴瓦处的油层速度为零,中间油层的速度假定是按直线分布的。因此,通过间隙的任何断面的平均油膜速度应为轴颈转速的一半。假设轴承两端的泄油量为 dQ ,则在此时间内流经 A 侧和 B 侧的流量应相等。

$$\frac{\omega d}{4}(C+e)l dt = \frac{\omega d}{4}(C-e)l dt + dQ + \Omega e d l dt \quad (8.5-1)$$

式中: C 为轴承间隙; e 为偏心距; d 为轴颈直径; l 为轴承宽度; $\Omega e d l$ 为油膜下部由于涡动增加的体积。由式 (8.5-1) 可解得

$$\Omega = \frac{1}{2}\omega - \frac{1}{edl} \frac{dQ}{dt} \quad (8.5-2)$$

当轴承两端泄油量 $\frac{dQ}{dt} = 0$ 时,可得

$$\Omega = \frac{1}{2}\omega \quad (8.5-3)$$

这就是形成半速涡动的原因。实际上,由于轴承两侧有泄油带走轴承工作量产生的热量,即 $\frac{dQ}{dt} \neq 0$ 等原因,实际产生涡动的频率约为 $\Omega = (0.42 \sim 0.48)\omega$ 。

油膜振荡具有突发性,并非所有的油膜振荡都有半速涡动存在,有时转速达到一阶临界转速的两倍后,振动中的半频分量迅速增大数倍甚至数十倍。半速涡动和油膜振荡这两种油膜失稳形式都与转速有着密切的联系,这是油膜失稳的最重要特征。

图 8.5-26 给出了轻载、中载和重载转子的油膜振荡的转速特性。起始失稳转速与转子的相对偏心率有关,轻载转

子在第一临界转速之前就发生了不稳定的半速涡动,但不产生大幅度的振动;当转速到达第一临界转速 ω_{cr1} 时,转子由于共振而有较大的振幅;越过 ω_{cr1} 后振幅再次减少,当转速达到 $2\omega_{cr1}$ 时,振幅增大并且不随转速的增加而改变,即发生油膜振荡。

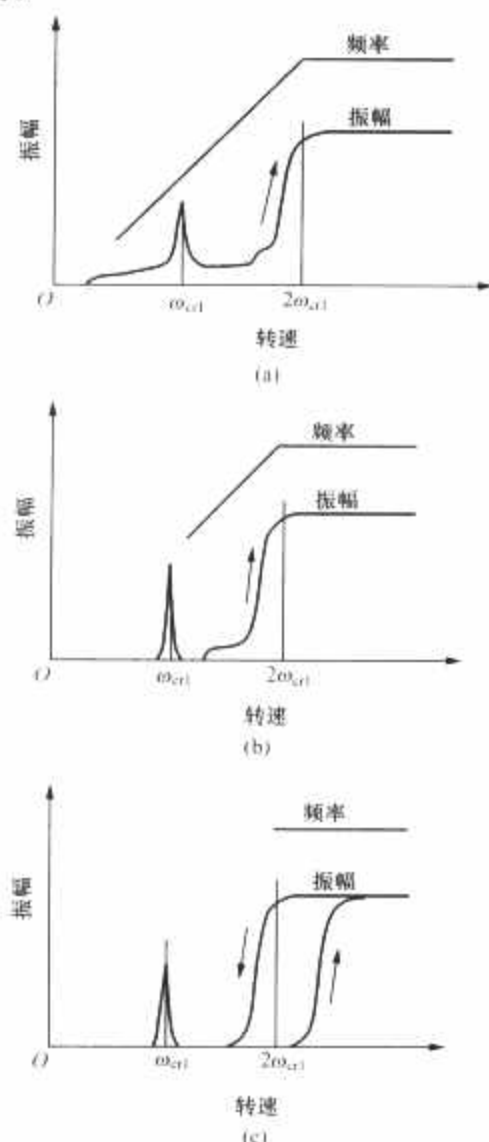


图 8.5-26 油膜振荡的转速特性
(a) 轻载; (b) 中载; (c) 重载

对于重载转子,因为轴颈在轴承中相对偏心率较大,转子的稳定性好,低转速时并不存在半速涡动现象,甚至转速达到 $2\omega_{cr1}$ 时,还不会发生很大的振动,当转速达到 $2\omega_{cr1}$ 后的某一转速时,才突然发生油膜振荡。

中载转子在一阶临界转速 ω_{cr1} 后会出现半速涡动,而油膜振荡则在 $2\omega_{cr1}$ 后出现。

(2) 油膜失稳的特征及判断。半速涡动发生在转子转速低于两倍第一阶临界转速的转速区域,油膜振荡发生在转速达到两倍第一阶临界转速时。出现半速涡动时,可以明显观察到存在比较大的 $X/2$ 分量,当转速变化时,涡动频率也随之发生变化,但其频率一直保持约为转速频率的 $1/2$ 。当发生油膜振荡时,振荡频率是该跨转子的一阶临界转速,如果转子转速继续上升,振荡频率将维持不变,而降速时,只有当转速低于两倍一阶临界转速后,油膜振荡会立即消失,油膜振荡消失的转速比其出现的转速略低,存在滞后现象。

(3) 油膜失稳的预防处理措施。消除油膜失稳应首先要保证轴颈本身的不平衡工频幅度扰动小,才采取增加轴系稳定性的措施。

从机组设计方面考虑,为避免油膜振荡,最好使转子工作转速低于设计一阶临界转速的两倍,同时轴承稳定性对运行中轴承负荷的变化不敏感。

当确认轴系失稳是由于油膜失稳造成的,而油膜失稳的根源在于轴承,因此提高轴承稳定性就是改进完善的重点。

从轴承理论分析,增加承载系数,可以增加轴承稳定性,轴承承载系数为

$$\frac{P\psi}{\mu VL}$$

$$\nu=R\omega$$

$$\psi=\frac{C}{R}$$

式中: P 为轴承比压; C 为半径间隙; ω 为轴颈旋转角速度; R 为轴颈半径; μ 为润滑油黏度; L 为轴承长度。

1) 加大比压或轴承负荷。增大偏心率,使运行时轴承中心不要上浮过高,就可以提高轴承的稳定性,采取的措施包括上抬轴承标高、减小轴承长径比。采取这些措施需要注意负面影响,调整轴承标高需要兼顾相邻轴承负荷的减小对稳定性的影响;减小长径比需要控制瓦温、回油温度在规范要求内。

2) 提高进油温度,减小润滑油的黏度。提高润滑油温能将动力黏度降低,增大承载系数,但相应轴承最小油膜厚度将减小,瓦温和回油温度将升高。

3) 减小轴承顶部间隙。对圆筒瓦和椭圆瓦,采用减小轴承顶部间隙的办法抑制油膜振荡比较有效果。采用修刮轴承中分面来减小顶隙,增加了轴承椭圆度。

4) 采用稳定性更好的轴承。稳定性更好的轴承可以提供更大的阻尼或减小轴承的切向分力,从而抑制油膜涡动或油膜振荡。理论研究结果表明,固定瓦轴承稳定性从优到劣的排列顺序为:三油叶轴承、对称三油叶轴承、椭圆轴承、三油楔轴承、圆柱轴承。当然,这是一种宏观排列顺序,每一种具体轴承的稳定性如何,在很大程度上还取决于具体的几何参数和运行条件,而可倾瓦在抑制油膜失稳方面比固定瓦轴承具有明显优势。

可倾瓦通常由 3~6 块或更多块能在支点上自由倾斜的弧形瓦块组成。瓦块在工作时可以随转速、载荷及轴承温度的不同而自由摆动,在轴颈四周形成多个油楔。如果忽略瓦块的惯性,支点的摩擦力及油膜剪切内摩擦力等的影响,每个瓦块作用到轴径上的油膜作用力总是通过轴径的中心(如图



图 8.5-27 可倾瓦受力简图

8.5-27 所示),不会产生引起轴颈涡动的失稳力,因此具有较高的稳定性,理论上可以完全避免油膜振荡的产生。但在实际运行中,可倾瓦和固定瓦一样存在失稳的情况,因为考虑瓦块惯性后,轴承交叉刚度系数做功不为零,可倾瓦油膜刚度和油膜阻尼系数可能为正也可能为负。

3.3.2 汽流激振

汽流激振的首次发现是在 1940 年美国 GE 公司生产的一台汽轮机的试验中,当提高负荷时产生了强烈的振动,采用平衡方法并不能将该振动消除。后来确定了这种振动是由汽流诱发引起的,通过改变汽轮机通流部分结构消除了这种振动。Thomas H. J. 于 1958 年首先提出了间隙激振的基本理论;1965 年,美国的 Alford J. S. 在研究航空发动机稳定性时,真正揭示了间隙汽流激振的机理,并分别在 1975 年对涡轮发动机的试验和 1984 年对静止偏心叶轮上横向力的测试中证实了 Alford 力的存在。苏联学者研究了汽轮机转

子中汽流的螺旋形效应, 并发现: 在高压汽轮机的汽封间隙中, 汽流的惯性效应远远大于摩擦效应。

汽轮机蒸汽参数的提高会导致高压缸进汽密度增大、流速提高, 蒸汽作用在转子上的切向力对动静间隙、汽封结构及转子与汽缸对中度的灵敏度提高, 使超临界、超超临界汽轮机发生汽流激振的可能性远远大于亚临界汽轮机。汽流激振属于自激振动, 是由汽轮机内部汽流激振力激励引起的振动。汽流激振会使轴系稳定性降低, 严重时甚至会诱发转子失稳, 产生很大的低频振动, 汽流激振成为影响超超临界汽轮机可靠性的重要因素和面临的主要问题之一。

(1) 汽轮机蒸汽激振力。汽轮机蒸汽激振力通常来自以下三个方面。

1) 叶顶间隙激振力。它是汽轮机叶轮在偏心位置时, 由于叶顶间隙沿圆周方向不同, 蒸汽在不同间隙位置处的泄漏量不同, 使作用在各个位置叶轮的圆周切向力也不同, 就会产生作用于叶轮中心的横向力。在一个振动周期内, 当系统阻尼消耗的能量损失小于横向力所做的功时, 振动就会被激发起来。叶顶间隙不均匀产生的间隙激振力大小与叶轮的级功率成正比, 与动叶的平均节径、高度和工作转速成反比。因此, 间隙激振易发生在汽轮机大功率区段及叶轮直径较小和短叶片的转子上, 即高参数大型汽轮机的高压转子上。

对于带有围带汽封的动叶, 通过围带汽封蒸汽的不均匀流动会形成不对称的压力分布, 从而产生一附加的蒸汽激振力。此时, 总的蒸汽激振力要大于上述的间隙激振力, 特别是对于反动度较小的汽轮机, 如冲动式汽轮机, 两者的差异更大。该附加力的大小与围带汽封的径向间隙成反比, 与叶轮前后压差、围带宽度、围带半径成正比。

2) 汽封蒸汽激振力。转子的动态偏心, 引起轴封和隔板汽封内蒸汽压力周向分布不均匀, 产生垂直于转子偏心方向的合力。研究表明, 该流体力包括蒸汽在汽封内轴向流动和周向流动产生的两部分汽流。蒸汽轴向流动产生的流体切向力和径向力与轴封的几何尺寸、轴封蒸汽流量、温度、压力、轴封齿平均间隙以及转子角速度等因素有关, 而蒸汽周向流动产生的汽流, 可以用类似于描述轴承动力特性的4个刚度系数和4个阻尼系数表示。

3) 作用在转子上的静态蒸汽力。由于高压缸进汽方式的影响, 高压蒸汽产生一作用于转子的蒸汽力, 一方面可以影响轴颈在轴承中的位置, 改变了轴承的动力特性而造成转子运行失稳; 另一方面使转子在汽缸中的径向位置发生变化, 引起通流部分间隙的变化。在喷嘴调节汽轮机中该蒸汽力是由于部分进汽引起的, 调节级喷嘴进汽的非对称性, 引起不对称的蒸汽力作用在转子上, 在某个工况, 合力可能是一个向上抬起转子的力, 从而减小了轴承的压比, 导致轴瓦稳定性降低。

(2) 汽流激振的特征。

1) 汽流激振属于自激振动, 这种振动不能用动平衡的方法来消除。

2) 汽流激振在较高负荷情况下发生, 在汽轮发电机组带低负荷时, 转子以较低的轴振动数值运行, 随着负荷(或蒸汽流量)的增大, 当负荷增加到超过某一负荷点时, 轴振动急剧增大到严重水平, 突发性振动有一个门槛负荷, 超过此负荷, 立即激发蒸汽振荡; 相反, 汽流激振在小于某一负荷下会消失, 汽流激振在负荷增减过程中, 振动发生的重复比较好。

3) 在大多数情况下, 振动成分以接近工作转速一半的

频率分量为主。

4) 汽流激振易发生在汽轮机的大功率区及叶轮直径较小和短叶片的高压转子上, 尤其在高参数超临界、超超临界机组上居多。

(3) 防止汽流激振的措施。汽流激振是一种蒸汽力造成的自激振动, 最终表现为机组轴系振动超标而导致停机, 防止措施主要有两个方面, 一方面减小汽流激振力, 主要是在通流汽封结构、间隙和配汽方式上采取措施; 另一方面是加大转子轴承系统的负阻尼, 提高系统稳定性, 主要措施集中在为系统提供阻尼的轴承上。防止汽流激振的具体措施主要有以下几条:

1) 提高汽轮机高压转子临界转速, 增加高压转子刚度。通过改变转子结构的几何尺寸、缩短轴承之间距离, 可以提高汽轮机高压转子的刚度和临界转速。

2) 改进叶顶汽封、隔板汽封和高压转子前后轴封的间隙、结构, 减小汽流激振力, 增加阻尼。汽轮机围带上的动态不稳定蒸汽力对蒸汽激振影响很大, 此蒸汽力的大小在很大程度上取决于叶顶汽封中的径向和轴向间隙之比, 较好的措施是适当增大径向间隙、减小轴向间隙。防汽流涡动汽封圈如图8.5-28所示。

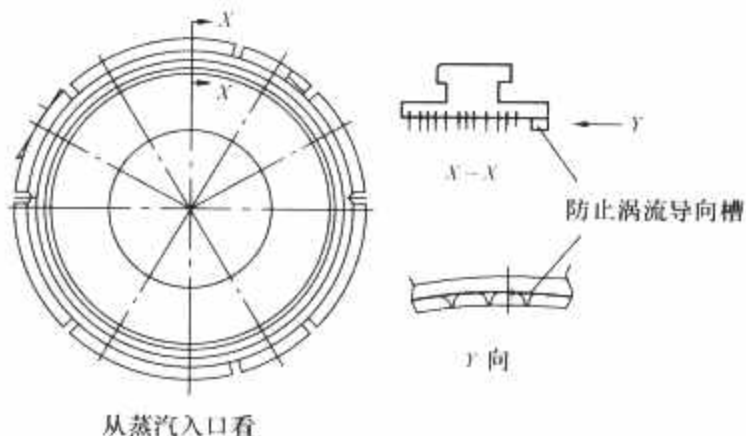


图 8.5-28 防汽流涡动汽封圈

3) 在动叶和静叶上采用迷宫式汽封, 每个汽封齿的间隙沿蒸汽轴向流动方向顺序适当增大, 这种使汽封间隙沿蒸汽流向呈发散型的汽封, 能消除汽流激振力对轴系稳定性产生的不利影响。

4) 设计阶段充分考虑汽流激振对轴系稳定性计算结果的影响, 超临界、超超临界机组轴系稳定性裕度要比亚临界机组大, 良好轴系稳定性设计是超超临界汽轮机避免发生汽流激振的基本保证。

5) 在叶顶汽封和轴封间隙等处安装止涡装置或逆向注入蒸汽, 利用该装置或流体的反涡旋, 干扰间隙内工质的周向流动, 减小蒸汽在汽封中的切向流动速度, 以减小汽流激振力。

6) 采用节流调节全周进汽和变压运行, 可以避免部分进汽产生的汽流激振力。

7) 汽缸等静子部件运行中, 应有可靠的滑销系统保证热态中心与转子中心一致, 使圆周方向的动静间隙尽量均匀, 消除汽缸跑偏, 避免运行中转子和汽缸中心发生明显偏移。

8) 改变调门的开启程序或开启重叠度, 避免转子在单侧蒸汽力作用下发生明显的径向偏移和在转子上产生不平衡力矩。重新调整高压配汽机构, 提高失稳功率的阈值。

9) 采用油膜动特性系数交叉耦合项小、稳定性更好的轴承, 如采用可倾瓦轴承。

10) 增大汽轮机高压转子轴承的载荷, 如上抬标高, 增大轴承的比压, 对减小蒸汽振荡的负面影响有一定作用。

11) 改变轴承几何形状和运行参数, 如减小轴承长径比, 减小轴承顶隙, 提高润滑油温度, 可提高轴系稳定性, 对提高轴系稳定性有一定好处。

4 典型的超临界、超超临界汽轮机

目前, 我国生产的超临界汽轮机容量为 600MW, 超超临界汽轮机容量有 600MW 级和 1000MW 级两种, 下面分别介绍典型的 1000MW 超超临界汽轮机和典型的 600MW 超临界汽轮机的主要技术特点。

4.1 典型的 1000MW 超超临界汽轮机

4.1.1 技术规范

(1) 汽轮机形式为超超临界、一次中间再热、四缸四排汽、单轴、凝汽式汽轮机。

(2) 额定功率为 1000MW。

(3) 额定主汽阀前压力为 25.0MPa (a)。

(4) 额定主汽阀前温度为 600℃。

(5) 额定再热主汽阀前温度为 600℃。

(6) 加热器级数 (包括除氧器) 为 3 高压加热器 + 1 除氧器 + 4 低压加热器。

(7) 旋转方向为逆时针 (从汽轮机端向发电机端看)。

4.1.2 热力系统

回热系统中有 8 级非调整抽汽, 分别供给三台高压加热器, 一台除氧器, 四台低压加热器。其中, 第七、第八号低压加热器为单壳体组合式加热器, 布置在凝汽器喉部。各加热器的疏水进入凝汽器, 不设低压加热器疏水泵, 回热系统简单运行可靠。

正常运行时, 给水泵汽轮机的汽源来自中压缸排汽。给水泵汽轮机的排汽进入主凝汽器。

4.1.3 本体结构

超超临界 1000MW 汽轮机为单轴四缸四排汽形式, 从机头到机尾依次串联一个单流高压缸、一个双流中压缸及两个双流低压缸; 末级叶片高度为 43in (1092.2mm), 采用一次中间再热。典型的超超临界 1000MW 汽轮机纵剖面如图 8.5-29 所示。

主蒸汽从高压外缸上下对称布置的 4 个进汽口进入汽轮机, 通过高压 9 级做功后去锅炉再热器。再热蒸汽由中压外缸中部下半的 2 个进汽口进入汽轮机的中压部分, 通过中压

双流 6 级做功后的蒸汽经一根异径连通管分别进入两个双流 6 级的低压缸, 做功后的乏汽排入两个凝汽器。

4.1.4 汽轮机的设计和结构特点

4.1.4.1 总体特点

典型的 1000MW 汽轮机机采用一只高压缸、一只中压缸和两只低压缸串联布置。汽轮机四根转子各由两只径向轴承来支撑。这种支撑方式不仅安装维护方便, 属于传统结构, 而且相对于单支撑轴承跨距小, 转子刚度较高, 厂内高速动平衡状态的动力特性与现场转子工作状态基本相同, 减少现场动平衡量, 而且轴承工作比压相对较低, 轴承的可靠性高, 联轴器螺栓受力较小。

4.1.4.2 高压模块

高压缸为单流式, 包括 1 个双向流冲动式调节级和 8 个冲动式压力级。高压汽缸采用双层缸结构, 内缸和外缸之间的夹层只接触前汽封漏汽和高压排汽, 承受的压差小, 可以使缸壁设计较薄, 前汽封漏汽和高压排汽占据内外缸空间, 内外缸温度场分布均匀, 从而使汽缸结构可靠性提高, 如图 8.5-30 所示。

汽缸设计采用合理的结构和支撑方式, 保证热态时热变形对称和自由膨胀, 降低扭曲变形。高压内、外缸是由 Cr-Mo-V 合金钢铸件制成的, 精确加工或手工研磨水平中分面达到严密接触, 防止漏汽。

内缸支撑在外缸内, 允许零件根据温度变化自由膨胀和收缩。内缸下部由支撑垫块支撑, 通过调整支撑垫块来确保内缸垂直对中的准确性。四组立键保证了内缸与外缸的横向中心, 不发生内缸跑偏。前后部上下各有一定中心键, 防止外缸运行时跑偏。

高压汽缸的外缸由延伸到轴承箱上的汽缸上猫爪支撑。

高、中压外缸内壁温度大部分均低于 540℃, 仅进汽区段受内缸热辐射, 局部内壁温度可能高于 570℃, 需要在结构上采取冷却隔离措施。高、中压外缸在进汽区段的内壁冷却结构如图 8.5-31 所示。

高压进汽管结构: 主蒸汽管与外缸进汽口相焊接; 进汽短管两端外侧借助活塞环分别与主蒸汽管内侧及进汽室进汽口内侧实现滑动连接; 进汽导管中部偏下方外环法兰与内缸实现固定连接。主蒸汽依次经过主蒸汽管、进汽短管、喷嘴室及喷嘴组进入汽轮机通流部分, 而与外缸不直接接触, 与内缸接触也被推迟到喷嘴组之后, 温度已下降到 570℃ 以下; 在主蒸汽管上靠近外缸处有一小口, 引入一小股冷却蒸汽, 流经外缸与导汽管之间及外缸与内缸之间形成的狭小间

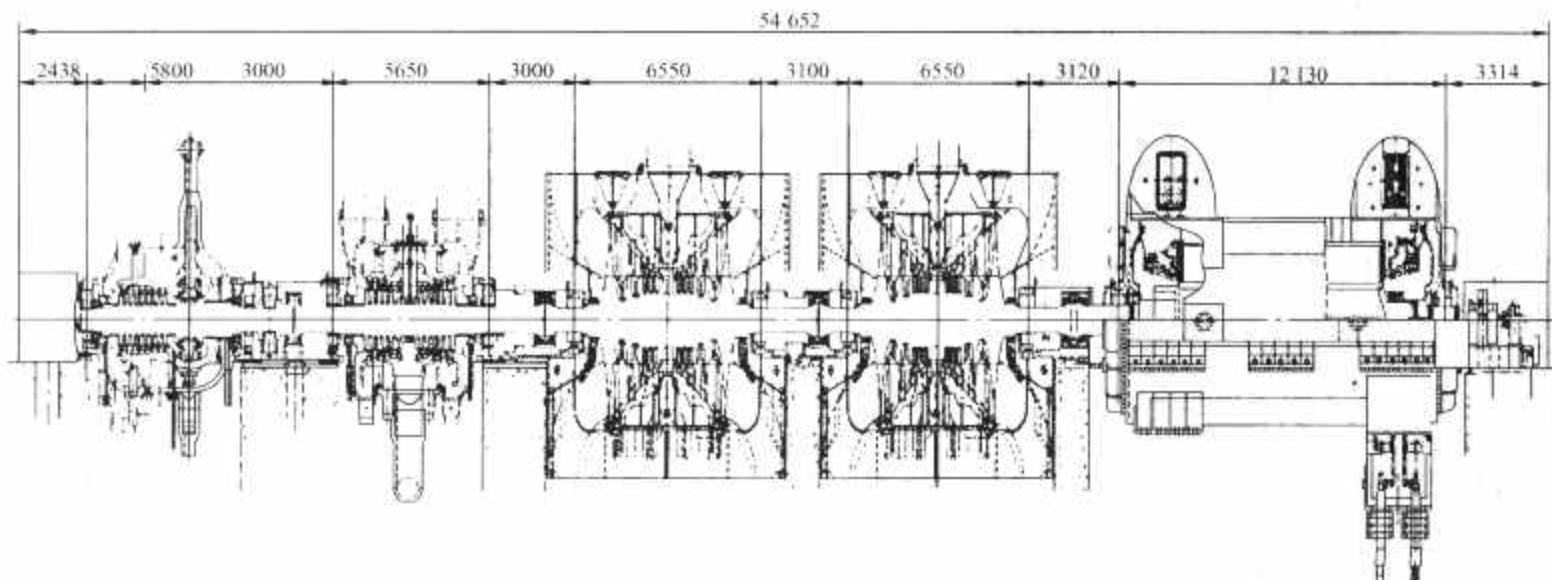


图 8.5-29 典型的超超临界 1000MW 汽轮机纵剖面

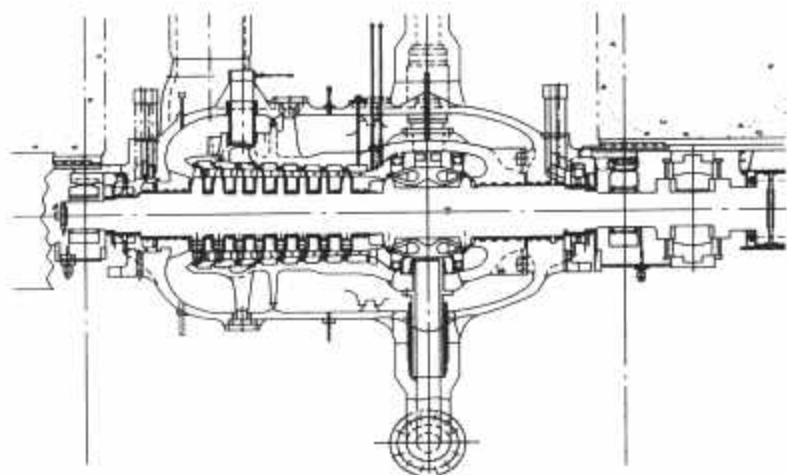


图 8.5-30 高压缸纵剖面

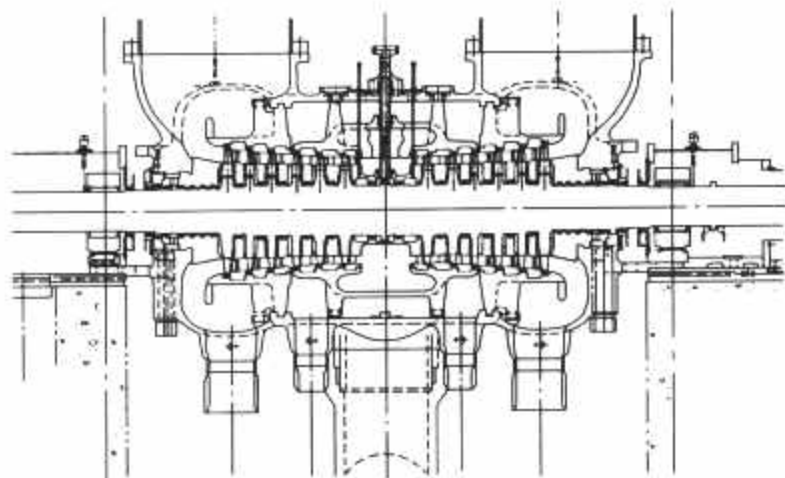


图 8.5-32 中压缸纵剖面

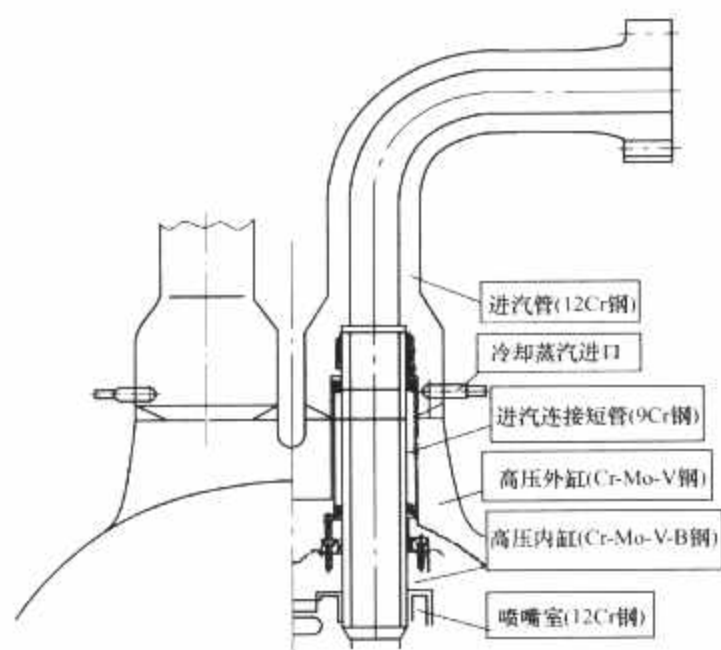


图 8.5-31 高、中压外缸在进汽区段的内壁冷却结构
隙，对外缸内壁进行隔离与冷却。冷却蒸汽来自高压一段回热抽汽，温度不高于 450℃。

4.1.4.3 中压模块

中压缸采用双分流形式，每个流向包括全三维设计的 6 个冲动式压力级，如图 8.5-32 所示。

再热蒸汽温度为 600℃，为减小热应力，中压汽缸与高压汽缸一样采用双层缸结构，这样中压高温进汽仅局限于内缸的进汽部分，中压内外缸的夹层蒸汽为中压正反向第三级后约 490℃的蒸汽，因此中压内缸进汽部分内外壁温差小，轴向温度场分布均匀，汽缸热应力水平低，变形小。中压外缸只承受较低压力和较低温度，汽缸的法兰部分可以设计得较小，也可以使用高温性能更低材料。

为了降低中压外缸所承受的汽流温度，下半进汽部分结构特殊设计，使再热蒸汽不通过外缸缸体，直接进入内缸进汽室，同时使用高排蒸汽和主蒸汽混合汽冷却进汽管，如图 8.5-33 所示。

中压转子采用整锻结构，选用改良 12Cr 锻钢。为了提高中压转子热疲劳强度，减轻正反第一级间的热应力，从一抽引入低温蒸汽与中压阀后引入的一股蒸汽混合后形成冷却蒸汽进入中压第一级前，如图 8.5-34 所示，通过正反第一、第二级轮缘叶根处的间隙，起到冷却中压转子高温段轮毂及轮面的目的，并大大降低第一级叶片轮槽和叶根的热应力。

4.1.4.4 低压模块

低压缸分 ALP、BLP 两个缸，均为双流，每个流向包括 6 个冲动式压力级，低压末级为 43in (1092mm) 钢叶片，

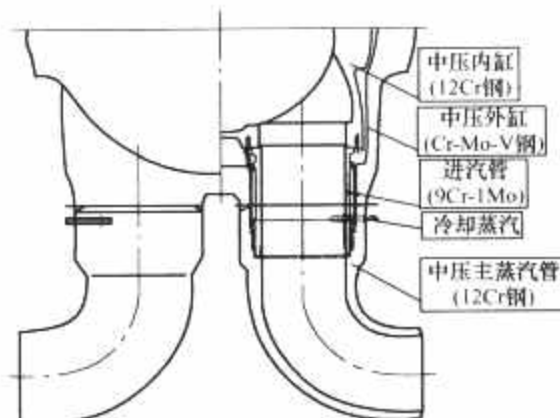


图 8.5-33 中压进汽管冷却结构

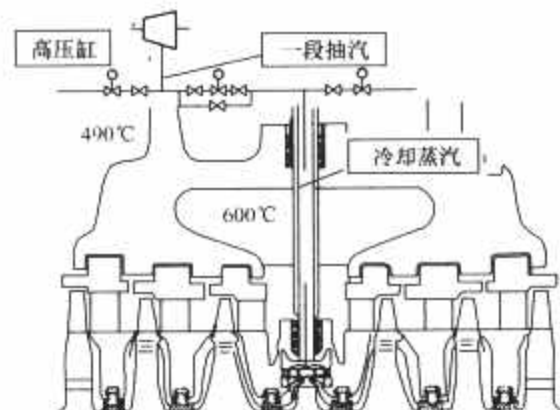


图 8.5-34 中压转子冷却结构

如图 8.5-35 所示。

低压缸为减小热应力，采用三层缸结构以避免进汽部分膨胀不畅引起内缸变形。内外缸均采用焊接结构，低压转子采用整锻结构，选用超纯净 Ni-Cr-Mo-V 钢锻件。

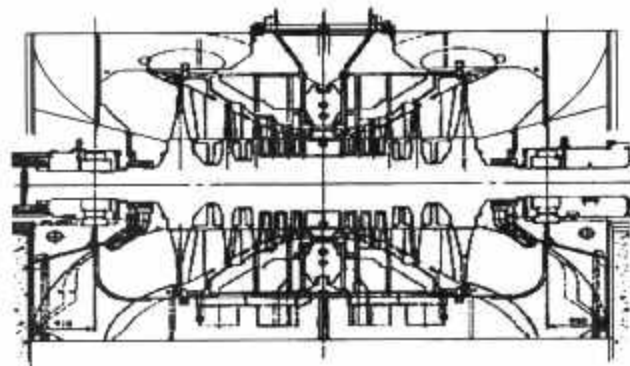


图 8.5-35 低压缸纵剖面

低压缸在结构上有足够的疏水槽，如图 8.5-36 所示。

低压汽缸上备有安全大气阀和人孔。靠近发电机的低压缸在发电机端备有盘车装置。

4.1.4.5 滑销系统

机组共设有三个绝对死点，分别位于中压缸和低压缸

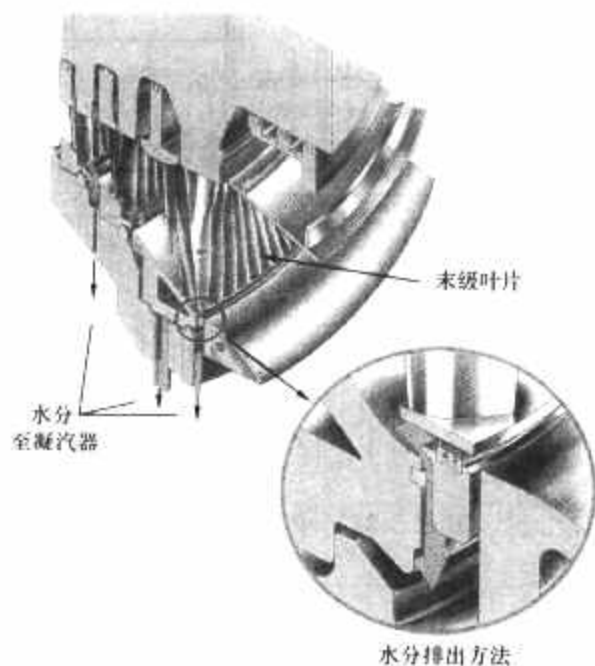


图 8.5-36 低压缸疏水

(A) 之间的中低压间轴承箱下及低压缸 (A) 和低压缸 (B) 的中心线附近, 如图 8.5-37 所示, 死点处的横键限制汽缸的轴向位移。同时, 在轴承箱及两个低压缸的纵向中心线前后设有纵向键, 引导汽缸沿轴向自由膨胀而限制横向跑偏。机组在运行工况下膨胀和收缩时, 1 号和 2 号轴承箱可沿轴向自由滑动。

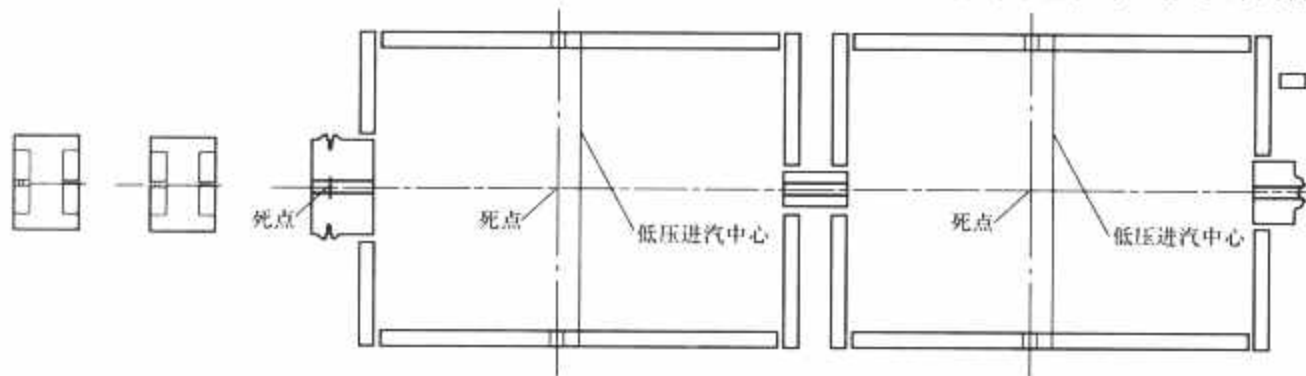


图 8.5-37 死点布置

4.1.4.8 轴承

轴承基本参数见表 8.5-5。

表 8.5-5 轴承基本参数

轴承号	1	2	3	4	5	6	7	8
轴承形式	可倾瓦				椭圆瓦			
轴颈 D (mm)	406.4	508	533.4	533.4	558.8	558.8	558.8	584.2
轴承宽度 L/D	254	254	279.4	304.8	381	381	381	381
轴承比压 (MPa)	0.89	1.22	0.89	1.05	1.58	1.74	1.73	1.67

(1) 双可倾瓦式。1~4 号轴承为双可倾瓦块式, 有六块钢制可倾瓦块, 上下各三块, 轴瓦表面有巴氏合金层。可倾瓦支撑在轴承座上, 在运行期间随转子方向自由摆动, 以获取适应每一瓦块的最佳油楔。装在轴瓦套上的 (螺纹) 挂销用松配合的形式固定着可倾瓦块, 防止它们旋转。双可倾瓦式轴承可使每个可倾瓦块自动对中, 不论在径向还是在轴向, 都可以获得最佳位置, 具有较好自位能力和较高的稳定性。

(2) 上瓦开槽椭圆形。5~8 号轴承为椭圆形, 该种形式轴承具有较高的稳定性和可靠性。

(3) 推力轴承。推力轴承为斜面式推力轴承。该轴承结构装配简单, 占据空间小, 轴承刚度很好, 具有较高的承载

4.1.4.6 喷嘴室

喷嘴室是薄壁容器, 装有调节级喷嘴, 喷嘴组与喷嘴室组焊为一体, 具有很好的刚性。喷嘴室与汽轮机汽缸装配在一起, 但有键组控制喷嘴室相对汽缸的热膨胀, 保证热态喷嘴室与转子同心。负荷改变时, 喷嘴室吸收调节级喷嘴区的热冲击, 这样只有很少的冲击能够传到汽缸。

特殊的喷嘴室结构与复合调节进汽相结合, 减少了汽缸出现裂纹的可能性并减少维修工作量。

1000MW 等级超超临界汽轮机采用双流喷嘴调节级可以有效地降低调节级的负荷, 同时采用有良好运行业绩的 600MW 等级的调节级叶片, 使调节级安全性得到了有效保证。

4.1.4.7 汽轮机阀门及布置

(1) 主汽调节阀。四个高压主汽阀与四个独立的高压调节阀连为一体, 四个高压主汽阀腔室互相连通。每个主汽阀和调节阀均带有自己的油动机和操纵机构, 主汽调节阀以及油动机操纵机构一体布置在汽轮机机头前运行层下方, 具有充足的检修空间, 便于机组维护。

(2) 中压联合阀。两个中压联合阀均由液压操作, 具有独立阀壳。中压调压阀为球形阀, 而中压主汽阀是一个套阀, 两阀共用一个阀座。正常工况下, 中压主汽阀和中压调节阀全开, 因此每个阀杆上都有堆焊司太立合金的密封锥面, 在阀门全开位置与密封套锥面配合形成锥面密封, 减小阀杆漏汽。中压联合阀布置在中压缸中部两侧下方。

能力及较长的使用寿命, 同时外部采用球面配合, 具有较好的自位能力。

4.1.4.9 盘车装置

盘车装置是用于机组启动时, 带动转子低速旋转, 以便使转子均匀加热, 减小转子变形的可能性, 也用在停机后转子冷却阶段以及转子检查时驱动转子低速转动。本装置安装在汽轮机和发电机之间, 由电动机和齿轮系组成。在齿轮箱中的一个可移动小齿轮与汽轮机转子上的齿圈啮合, 冲转时, 可移动的小齿轮借助于碰击齿轮在没有冲击的情况下立即脱开, 并闭锁, 不再投入。盘车转速为 1.5r/min, 该装置为传统结构, 具有结构简单、可靠等特点。

4.1.5 设计与工艺特点

4.1.5.1 防微粒冲蚀的措施

典型的 1000MW 汽轮机高压喷嘴和中压第一级隔板导叶片采取的防固体微粒冲蚀的措施主要如下:

(1) 对调节级喷嘴和中压第一级导叶片采用超声速喷涂方法喷涂碳化铬, 以增加其耐冲蚀的能力。

根据微粒冲蚀机理, 高压调节级喷嘴喷涂压力面, 中压第一级喷涂吸力面。

(2) 适当增加喷嘴和动叶之间的轴向距离, 可以有效地抑制微粒反弹造成的冲蚀。

4.1.5.2 材料选择

典型的 1000MW 超超临界汽轮机采用 25MPa/600℃/600℃的进汽参数，因而对关键高温部套的材料及结构设计提出了极高的要求，关键部件选材见表 8.5-6。

表 8.5-6 关键部件选材表

部 件 名 称	选 用 材 料
主蒸汽进口法兰	12Cr
高压外缸	Cr-Mo-V 钢
喷嘴室	12Cr 铸钢
高压内缸	Cr-Mo-V-B
高压主汽阀	12Cr 铸钢
高压调节阀	12Cr 铸钢
主蒸汽进汽管	9Cr-1Mo 钢
高压转子、中压转子	12CrMoVNbNW (改良型 12Cr 锻钢)
中压联合汽阀	12Cr 铸钢
中压进汽管	12Cr
中压外缸	Cr-Mo-V
中压内缸	12Cr 铸钢
高、中压第一级动叶	12Cr
低压转子	30Cr2Ni4MoV

4.1.5.3 43in (1092.2mm) 末级叶片介绍

典型的 1000MW 等级汽轮机采用的末级叶片长度为 43in (1092.2mm)，该叶片是在 40in 长叶片的基础上开发完成的全转速钢叶片，适合于设计背压为 4.5~6.5kPa 的 4F-1000MW 等级机组。

43in (1092.2mm) 末级叶片的根径为 1854.2mm，汽道有效长度为 1092.2mm，四排汽环形面积为 40.44m²，单位面积的容量为 24.7MW/m²。43in (1092.2mm) 叶片的排汽速度为 244.3m/s，恰好位于最佳值附近，其设计工况点位于排汽损失曲线的右侧。

43in (1092.2mm) 末级叶片静、动叶型选定是由具有优良的气动性能的 40in (1016mm) 叶片级的静、动叶型线为母型模化改进设计而来。静叶片叶型是在层流叶型基础上优化设计的新一代高效静叶，采用可控涡弯曲成型技术，根部采用上凸子午流道，以改善根部流动，出汽边厚度采用 0.38mm 以减小尾迹损失和动叶激振力；动叶根部叶型采用先进的有利于减少二次流损失的“K”形通道叶型，中上部叶型采用先进的适合跨声速流动的背弧斜切部分为直线的缩放通道叶型，与相应的马赫数相适应。

43in (1092.2mm) 末级动叶片叶根采用大刚度、高可靠性的 8 叉叶根，连接件结构采用减振效果优良的凸台式阻尼拉筋和单层自带阻尼围带。静态时，保证连接件间留有最佳安装间隙，在一定转速下开始接触，在额定转速时连接件接触面产生一定的最佳正应力，在此正应力作用下，阻尼件将大大地消耗叶片的振动能量，衰减振动，降低叶片的动应力。

表 8.5-7 列出了 43in (1092.2mm) 末级叶片的主要结构数据。

表 8.5-7 43in (1092.2mm) 末级叶片的主要结构数据

动叶根径 D_k	叶根形式	动叶出口高 L_d	叶根轴宽 B_R	动叶数片 Z_d
1854.2mm	8 叉	1092.2mm	301mm	85

43in (1092.2mm) 末级叶片材料牌号为 1Cr12Ni3Mo2VNb/970，其机械性能见表 8.5-8。

表 8.5-8 1Cr12Ni3Mo2VNb1970 机械性能

σ_b (MPa)	$\sigma_{0.2}$ (MPa)	δ_5 (%)	Ψ (%)	A_{kw} (J)	硬度 (HB)
≥ 1258	≥ 970	≥ 13	≥ 30	≥ 54.2	~ 412

43in (1092.2mm) 叶片材料是一种优良的末级叶片材料，该材料的强度和硬度均得到较大提高，硬度可达到 HRC45，因此该材料具有自防水蚀的性能。同时采用顶部进汽边焊司太立合金，达到双重防水蚀保护。

在工作状态下，由于动叶片阻尼围带和阻尼拉筋结构特性，叶片呈现有较大阻尼的成圈的振动特性。

4.1.5.4 轴系稳定性分析

1000MW 机组蒸汽参数高，转子和轴承数目也较多，轴系稳定性设计需要对轴系动静特性进行详细分析。

(1) 轴承稳定性。轴承形式和失稳转速见表 8.5-9。

表 8.5-9 轴承形式和失稳转速

轴承号	轴承形式	设计比压 (MPa)	失稳比压 (MPa)	失稳转速 (r/min)
1	可倾瓦	0.89	无	≥ 4000
2	可倾瓦	1.22	无	≥ 4000
3	可倾瓦	0.89	无	≥ 4000
4	可倾瓦	1.05	无	≥ 4000
5	椭圆瓦	1.58	0.32	≥ 4000
6	椭圆瓦	1.74	0.32	≥ 4000
7	椭圆瓦	1.73	0.32	≥ 4000
8	椭圆瓦	1.67	0.32	≥ 4000

(2) 临界转速避开率。轴系的各阶临界转速是转子系统的固有特性，当机组运行转速与临界转速接近时，转子上由于材料的不完全匀质性或加工误差等因素所产生的不平衡量都可能导致机组产生较大的振动，因此在机组轴系设计时，首先要使机组的临界转速避开工作转速一定的范围，要求：轴系中各单转子的临界转速均应避开工作转速的 $\pm 15\%$ 。1000MW 机组轴系临界转速计算见表 8.5-10。

表 8.5-10 1000MW 机组轴系临界转速计算 r/min

GEN1 阶	ALP1 阶	BLP1 阶	HP1 阶	IP1 阶	GEN2 阶	ALP2 阶	BLP2 阶
850	1680	1720	1960	2040	2390	3680	3830

(3) 扭振固有频率避开率。根据规定，轴系的各阶扭振频率均应避开 45~55Hz 和 95~105Hz 的范围。1000MW 机组轴系扭振频率计算见表 8.5-11。

表 8.5-11 1000MW 机组轴系扭振频率计算 Hz

1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	6 阶
13.2	23.7	26.8	50.9	92.5	132.5

(4) 轴系稳定性和不平衡响应分析。1000MW 机组轴系在额定转速时，各阶涡动频率的对数衰减率和系数 Q 见表 8.5-12。

表 8.5-12 各阶涡动频率的对数衰减率和系数 Q

轴承号	临界转速 (r/min)	系数 Q	对数衰减率	模 态
1	870	13.2	0.24	电动机 1 阶
2	1701	4.5	0.70	ALP 1 阶
3	1738	4.1	0.77	BLP 1 阶

续表				
轴承号	临界转速 (r/min)	系数 Q	对数衰减率	模 态
4	1980	9.7	0.32	HP 1 阶
5	2045	10.0	0.31	IP 1 阶
6	2391	2.8	1.12	GEN 2 阶
7	3681	4.2	0.75	ALP 2 阶
8	3832	4.1	0.77	BLP 2 阶

(5) 关于防止汽隙激振的设计。典型的 1000MW 超超临界汽轮机在避免汽流激振方面有两项设计准则。

1) 转子刚度设计准则。当转子的质量较轻,刚度较小时,通过转子动静汽封间的汽流激励容易引起转子的激振。设计的转子通过限制所谓的“强迫挠度系数”方法来避免产生汽流激振,强迫挠度系数由每根转子的质量、挠度和出力确定。强迫挠度定义为

$$\text{强迫挠度} = \frac{\text{转子静挠度} \times \text{转子输出力矩}}{\text{转子质量} \times \text{动叶平均半径}}$$

表 8.5-13 列出了典型的 1000MW 超超临界汽轮机各转子的强迫挠度系数,这些系数均在允许范围内。

表 8.5-13 典型的 1000MW 超超临界汽轮机
各转子的强迫挠度系数

转 子	强迫挠度系数	允许值
高压转子	1.4	2.3
中压转子	0.9	
A 低压转子	0.2	
B 低压转子	0.2	

2) 汽封间隙合理选择。为了避免汽流激振,选择适当的汽封间隙是极为重要的。用该准则可以计算出所谓的“汽流激振系数”。该系数可通过各转子的质量、临界转速、汽封直径、汽封间隙、汽封宽度和级的压差计算得出。如果该系数值小于 1,则汽流激振可以避免。

典型的 1000MW 超超临界汽轮机转子的汽流激振系数计算结果为 0.6,远小于 1,因此汽流激振问题可以避免。

4.1.6 启动和运行特点

(1) 旁路系统。典型的 1000MW 超超临界汽轮机推荐采用接近 30%容量的一级启动旁路或接近 30%高、低压二级串联旁路,旁路系统的功能主要考虑:既要减少旁路系统投资,同时又要保证机组安全经济地启动;减少固体微粒对通流部件的冲蚀;满足机组负荷大幅波动时不跳机。

(2) 启动曲线。典型的 1000MW 超超临界汽轮机的启动状态划分原则如下。

1) 长期冷态启动:机组首次启动或检修后启动,调节级金属温度为环境温度。

2) 冷态启动:机组停机 72h,调节级金属温度降至额定负荷值的 40%以下。

3) 温态启动:机组停机 32~72h,调节级金属温度降至额定负荷值的 40%~80%。

4) 热态启动:机组停机 8~32h,调节级金属温度降至额定负荷值的 80%~95%。

5) 极热态启动:机组停机 1~8h,调节级金属温度仍维持在额定负荷温度附近。

典型的 1000MW 超超临界汽轮机高压缸启动的参考启动曲线可见本篇第 7 章。

(3) 运行方式。典型的 1000MW 超超临界汽轮机运行

采用喷嘴调节的复合滑压配汽方式,即定一滑一定的运行方式,这种运行方式结合了滑压运行和定压运行的优点,上滑点为 91%,下滑点一般为 35%左右,下滑点的值主要受锅炉的限制。高负荷时,采用定压运行,由于此时阀门开度比较大,对喷嘴调节的机组节流损失很小,而机组调频反应速度快,汽轮机、锅炉控制简单,在低负荷时,由于压力低,采用定压运行利于锅炉的稳定燃烧,当负荷增加时,调节阀开度变大,调节阀全开后依靠锅炉提升压力来增大负荷。复合滑压配汽方式既具有较高的经济性,又具有很好的运行灵活性。

4.1.7 监控与保护

1) 汽轮机监视系统(TSI系统)。典型的 1000MW 超超临界汽轮机 TSI 系统提供了汽轮发电机组的本体状态监测。TSI 系统至少包括转速测量、轴承振动、轴向位移、胀差、大轴偏心、汽缸膨胀等监视保护功能。

2) 汽轮机紧急跳闸系统(ETS系统)。汽轮机紧急跳闸系统(ETS)提供远方手动停机;汽轮机超速后危急保安器动作;真空低于制造厂给定的极限值;润滑油压下降超过极限值;转子轴向位移超过极限;推力瓦、支持瓦温度超过极限值;汽轮机轴振动达到危险值;排汽缸温度超过极限;抗燃油压过低;发电机保护;DEH 保护跳机;MFT 等保护功能。

4.2 典型的 600MW 超超临界汽轮机

典型的 600MW 超超临界汽轮机有三缸四排汽、两缸两排汽两种形式,这里重点介绍两缸两排汽。

4.2.1 技术规范

(1) 汽轮机形式为超超临界、一次中间再热、单轴、两缸两排汽、凝汽式汽轮机。

(2) 额定功率(在发电机端)为 600MW。

(3) 主汽阀前额定压力为 25MPa(a)。

(4) 主汽阀前额定温度为 600℃。

(5) 再热主汽阀前额定温度为 600℃。

(6) 回热加热级数为 3 高压加热器+1 除氧器+4 低压加热器。

(7) 工作转速为 3000r/min。

(8) 旋转方向(从汽轮机向发电机看)为逆时针。

4.2.2 热力系统

超超临界 600MW 汽轮机回热系统中有 8 级非调整抽汽,分别供给三台高压加热器,一台除氧器,四台低压加热器。其中,第七、第八号低压加热器为单壳体给合式加热器,布置在凝汽器喉部。各加热器的疏水进入凝汽器,不设低加疏水泵,回热系统简单,提高了系统运行的可靠性。

正常运行时,给水泵汽轮机的汽源来自中压缸排汽,给水泵汽轮机的排汽进入主凝汽器。

在额定工况运行时,汽轮机第四段抽汽作为厂用汽汽源,在低负荷时,自动切换至第二段抽汽。

4.2.3 本体结构

汽轮机为超超临界单轴、两缸两排汽、一次再热、凝汽式汽轮机,高压通流和中压通流采用反向合缸布置,纵剖面如图 8.5-38 所示。

主蒸汽从高中压外缸中部上下对称布置的 4 个进汽口进入汽轮机,通过高压 8 级做功后进入锅炉再热器。再热蒸汽由高中压外缸中部上、下半共 4 个进汽口进入汽轮机的中压部分,通过中压 6 级做功后的蒸汽经一根连通管分别进入低压缸,做功后的乏汽排入凝汽器。

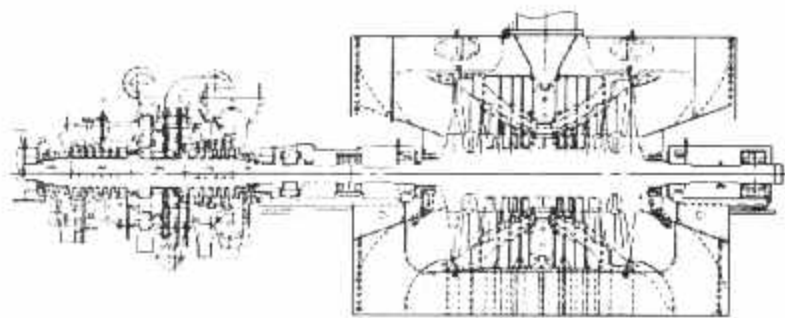


图 8.5-38 典型的双缸双排汽 600MW 汽轮机纵剖面

汽轮机共设有两个死点，分别位于中间轴承箱下及低压缸进汽中心线附近，死点处的横键限制汽缸的轴向位移。同时，在前轴承箱及低压缸的纵向中心线前后设有纵向键，引导汽缸沿轴向自由膨胀而限制横向跑偏。

高压主汽阀，调节阀悬吊在机头前运行平台下面，通过 4 根导汽管与高压汽缸相接。中压联合阀布置在高中压缸两侧，通过中压进汽管与汽缸焊接，并采用浮动式弹簧支架固定在平台上。

低压缸采用双分流形式，末级叶片为 48in (1219.2mm) 钢叶片，低压缸采用焊接结构。

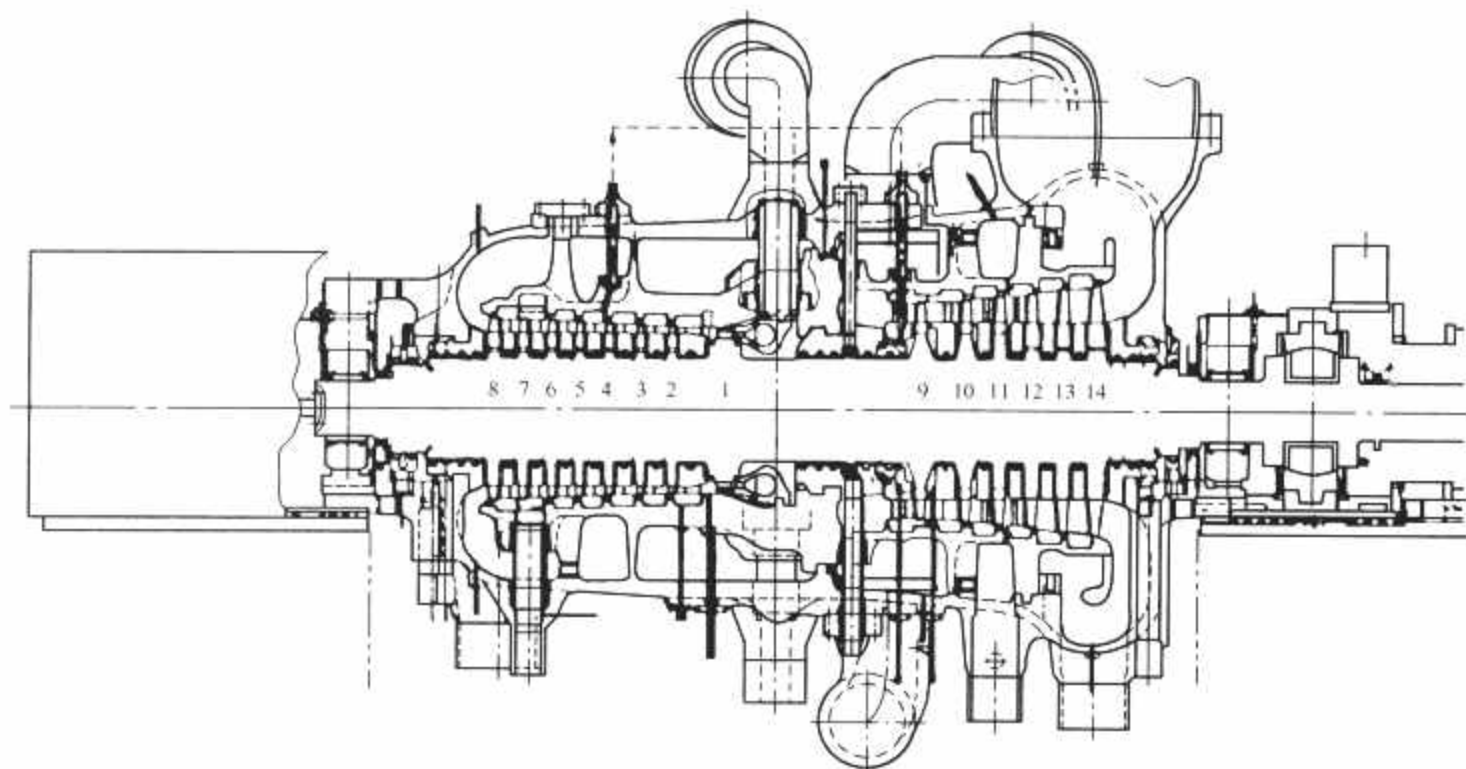


图 8.5-39 高中压缸

4.2.3.1 高中压模块 (HP 汽缸)

高中压缸为反向单流式形式，高压包括 1 个冲动式调节级和 7 个冲动式压力级，中压包括 6 个冲动式压力级。高中压汽缸采用双层缸结构。

600MW 汽轮机的高中压缸为双层合缸结构 (汽缸包括高、中压外缸，高压内缸，中压内缸)，如图 8.5-39 所示。

高中压内缸采用 12%Cr 铸钢、高中压外缸上下半均为 Cr-Mo-V 钢整体铸件。汽缸的双层结构可以将汽缸与大气的压差由内外缸共同承担，可以减小汽缸壁厚，节约高温材料，从而减小内外缸中热应力和温度梯度。汽缸设计应尽可能对称，确保随着温度变化时汽缸膨胀和收缩的均匀性。

高中压外缸采用合缸结构。主蒸汽及再热蒸汽进口各四个，集中在汽缸中部，上下半各两个；汽缸下半靠机头侧有两个高压排汽管与再热冷段相连，汽缸上半靠电动机侧有一个较大的中压排汽口将经过中压缸做功后的蒸汽排出中压缸。这样，主蒸汽及再热蒸汽由汽缸中部进入，在高压缸及中压缸中做功后通过汽缸两端排出。这种结构与分缸机组相比具有以下优点：

(1) 缩短了汽轮机的总长度，可减少制造成本及基建投资。

(2) 减少了支撑轴承个数，可降低轴承损失，提高效率并减少维护费用。

(3) 减少汽封个数，同时也减少漏汽损失及维护费用。

高中压汽缸的外缸由延伸到轴承箱上的汽缸上猫爪支撑。

4.2.3.2 低压模块 (LP 汽缸)

低压缸为双流形式，叶片正、反向对称布置，每个流向包括 6 个冲动式压力级，低压末级为 1219mm 的钢叶片。

低压缸纵剖面如图 8.5-40 所示。低压缸为减小热应力，采用三层缸结构以避免进汽部分膨胀不畅引起内缸变形，内外缸均采用焊接结构，低压转子采用整锻结构，选用超纯净 Ni-Cr-Mo-V 钢锻件。

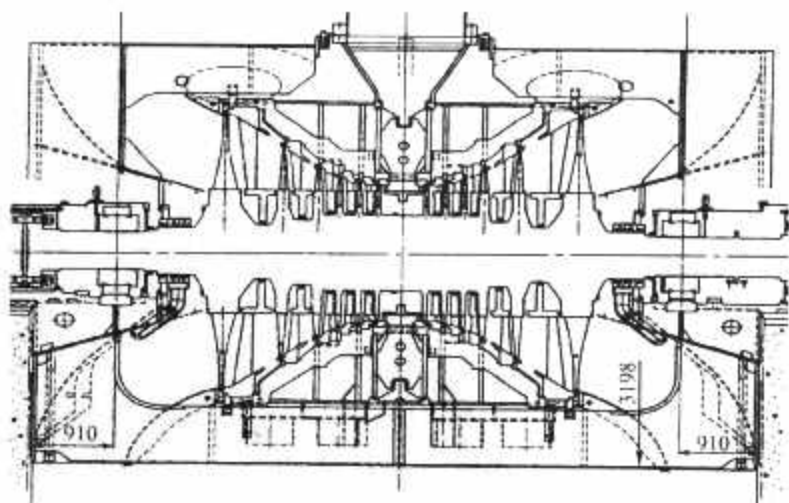


图 8.5-40 低压缸纵剖面

低压汽缸上备有安全大气阀和人孔。靠近发电机的低压缸在发电机端备有盘车装置。

4.2.3.3 滑销系统

机组共设有两个绝对死点，分别位于中低压缸之间的中

间轴承箱下及低压缸进汽中心线附近，如图 8.5-41 所示。死点处的横键限制汽缸的轴向位移，同时，在前轴承箱及两个低压缸的纵向中心线前后设有纵向键，引导汽缸沿轴向自由膨胀而限制横向跑偏。机组在运行工况下膨胀和收缩时，前后轴承箱可沿轴向自由滑动。

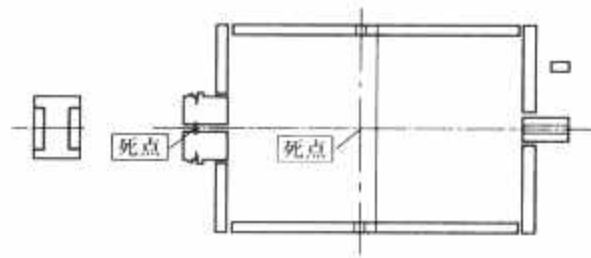


图 8.5-41 死点布置

4.2.3.4 喷嘴室

喷嘴室特殊的结构大大地减少了汽缸高压区的挠曲和热应力。喷嘴室是薄壁容器，装有调节级喷嘴，喷嘴组与喷嘴室组焊为一体，刚性好，热膨胀性能好。喷嘴室与汽轮机汽缸装配在一起，但有键组控制喷嘴室相对汽缸的自由膨胀。负荷改变时，喷嘴室吸收调节级喷嘴区的热冲击，这样只有很少的冲击能够传到汽缸。

特殊的喷嘴室结构与复合调节进汽相结合，减少了汽缸出现裂纹的可能性并减少维修工作量。

4.2.3.5 汽轮机阀门及布置

(1) 主汽调节阀。两个高压主汽阀与四个独立的高压调节阀连为一体，四个高压调节阀腔室互相连通。每个主汽阀和调节阀均带有自己的油动机和操纵机构，主汽调节阀以及油动机操纵机构一体布置在汽轮机机头前运行层下方，具有充足的检修空间，便于机组维护。

(2) 中压联合阀。两个中压联合阀均由液压操作，具有独立阀壳。中压调压阀为球型阀，而中压主汽阀是一个套阀，两阀共用一个阀座。正常工况下，中压主汽阀和中压调节阀全开，因此每个阀杆上都有堆焊司太立合金的密封反阀座，减小阀杆漏汽。中压联合阀布置在中压缸中部两侧下方，其重量由汽缸和两侧支架分担。

4.2.3.6 轴承

1~2 号轴承为双可倾瓦块式，有六块钢制可倾瓦块，上下各三块，轴瓦表面有巴氏合金层。3~4 号轴承为椭圆形，为了提供运行转速所要求的正常的轴承稳定性，推力轴承采用斜面式推力轴承。轴承基本参数见表 8.5-14。

表 8.5-14 轴承基本参数

轴承号	1	2	3	4
轴承形式	可倾瓦		椭圆瓦	
轴颈 (mm)	381	457	508	533
有效宽度 (mm)	229	254	216	203

4.2.3.7 盘车装置

盘车装置安装在汽轮机和发电机之间，由电动机和齿轮系组成。在齿轮箱中的一个可移动小齿轮与汽轮机转子上的齿圈啮合，冲转时，可移动的小齿轮借助碰击齿轮在没有冲击的情况下立即脱开，并闭锁，不再投入。盘车转速为 1.5r/min，该装置为传统结构，具有结构简单、可靠等特点。

4.2.4 设计与工艺特点

4.2.4.1 选材

典型的 600MW 超超临界汽轮机采用 25MPa/600℃/

600℃ 的进汽参数，因而正确选择高温部套的材料对机组的可靠性有直接影响。高温部件选材见表 8.5-15。

表 8.5-15 高温部件选材

部件名称	选用材料
喷嘴室	12Cr 铸钢
高压内缸	12Cr 铸钢
高压主汽阀	12Cr 铸钢
高压调节阀	12Cr 铸钢
高、中压转子	12CrMoVNbNW(改良型 12Cr 锻钢)
低压缸	3.5NiCrMoV
高、中压外缸	CrMoV 钢
高、中压第一级动叶	改良型 12Cr 锻钢

中压转子由于应力高，为保证在高应力下转子材料还具有适当的强度余度，采用了蒸汽冷却措施来降低中压一、二级的转子温度，冷却蒸汽来自高压缸 1 号段回热抽汽，通过专用管道对着中压转子温度最高区段流入，再经过第一、第二级轮缘叶根处的导流孔，达到冷却中压转子高温段表面的目的，同时也明显地降低了第一级叶片槽底的热应力，如图 8.5-42 所示。

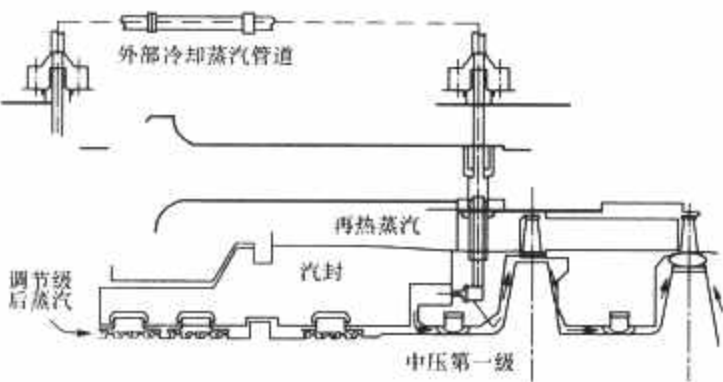


图 8.5-42 中压转子冷却结构

4.2.4.2 48in (1219.2mm) 末级叶片

3000r/min 的合金钢 48in (1219.2mm) 末级叶片的参数见表 8.5-16。

表 8.5-16 3000r/min 的合金钢 48in (1219.2mm) 末级叶片的参数

叶片长度	平均直径	环带面积	叶片数	围带形式	叶根槽构造	材料名称
1219.2mm	3124.2mm	11.91m ²	80	自带围带	9 叉形/枫树形	改良 12Cr-Nb 钢

(1) 材料的开发。48in 末级叶片使用的材料是改良型 12Cr-Nb 钢。该钢材在开发成功的高强度 12Cr 钢的基础上，通过微小的成分调整增加它的强度和韧性。

(2) 振动特性。3000r/min 的合金钢 48in 末级叶片在额定功率时，没有共振点，具有良好的振动特性。

4.2.5 启动和运行特点

典型的 600MW 超超临界机组即可采用高压缸启动也可采用中压缸启动，制造厂推荐采用中压缸启动。中压缸启动要求配备通流能力至少为 30%~40% BMCR 的高、低压二级串联旁路，旁路自动化程度要求高。

典型的 600MW 超超临界汽轮机的启动可见本篇第

7 章。

典型的 600MW 超超临界汽轮机运行采用喷嘴调节的复合滑压配汽方式，即定—滑—定的运行方式。复合滑压配汽方式具有较高的经济性和很好的运行灵活性。

4.2.6 监控与保护

(1) 汽轮机监视系统 (TSI 系统)。典型的 600MW 超超临界汽轮机 TSI 系统提供了汽轮发电机组的本体状态监测。TSI 系统至少包括转速测量、轴承振动、轴向位移、胀

差、大轴偏心、汽缸膨胀等监视保护功能。

(2) 汽轮机紧急跳闸系统 (ETS 系统)。汽轮机紧急跳闸系统 (ETS 系统) 提供远方手动停机；汽轮机超速后危急保安器动作；真空低于制造厂给定的极限值；润滑油压下降超过极限值；转子轴向位移超过极限；推力瓦、支持瓦温度超过极限值；汽轮机轴振动达到危险值；排汽缸温度超过极限；抗燃油压过低；发电机保护；DEH 保护跳机；MFT 等保护功能。

第 6 章 1000MW 级汽轮发电机

1 1000MW 汽轮发电机的技术参数及结构特点

1.1 主要技术数据

1000MW 汽轮发电机的主要技术数据见表 8.6-1。

表 8.6-1 1000MW 汽轮发电机的主要技术数据

项 目	数 值
型号	THDF125/67
额定容量	1111MVA
额定功率	1000MW
最大连续输出功率	与汽轮机功率相匹配
额定电压	27kV
定子电流	23778A
额定功率因数	0.9（滞后）
频率	50Hz
额定转速	3000r/min
冷却方式	水氢氢
励磁方式	无刷励磁或静态励磁
额定氢压	0.5MPa（g）
相数	3
极数	2
绝缘等级	F（注：按 B 级绝缘温升使用）
短路比	0.48
瞬变电抗 X_d'	0.238（饱和值）
超瞬变电抗 X_d''	0.182（饱和值）
效率	98.9%
定子绕组接线方式	YY
承受负序电流能力 稳态 I_2/I_N 暂态 $(I_2/I_N)^2 t$	6% 6s
漏氢量	$\leq 18\text{Nm}^3/24\text{h}$
噪声	$\leq 90\text{dB（A）}$
发电机转子质量	88t
最大运输质量（发电机定子， 包括运输盖板和托架）	462t
振动（双幅） 轴承座（峰—峰值） 轴振（相对位移，峰—峰值）	$\leq 0.025\text{mm}$ $\leq 0.076\text{mm}$

1.2 发电机冷却方式

发电机采用水氢氢冷却方式，即定子绕组为水内冷，转子绕组为氢内冷，定子铁芯、定子相间连接线和出线套管采用氢内冷。氢冷却器布置在汽轮机端，左右各一个，为垂直方向布置。氢气借助位于汽端转子端部的多级轴流风扇在具有封闭系统的发电机内进行循环；风扇将气隙及铁芯中的热气抽出，再流向冷却器。在流向冷却器的过程中，风路被分成以下几部分：

（1）风路 1。冷氢由定子机座中的通风管通至励端的端部绕组区域，并在进入铁芯中的轴向孔之前沿着齿压板流动。因此，齿压板和压圈上都设计有风道，以使冷氢能够沿着齿压板流进定子铁芯端部的阶梯区域。沿着铁芯中的轴向孔从励端到汽端通过定子铁芯的风路，吸收了定子铁芯所产生的热量，气体沿着齿压板上的风道进入定子端部绕组区域，被轴流风扇抽出，流向冷却器。

（2）风路 2。冷氢由风扇座的下方进入转子端部绕组区域直接冷却汽端半边的转子绕组，冷却转子绕组的气体通过绕组端部的进风孔进入导体的通风道，沿着导体的风道流向转子本体的中心，然后热氢通过导体上的径向风道从转子槽楔孔流入气隙。另外一路冷却绕组端部的气体通过端面后，再经导体流向磁极的中心附近，在出风区气体汇合，然后经转子本体端部的出风口流入气隙。

（3）风路 3。氢气进入励端的端部绕组区域直接冷却励端半边的转子绕组，由于冷却气体流动路线的对称结构，励端半边的转子绕组的冷却过程与汽端半边的转子绕组相同，热气也流向转子的中心然后排入气隙。

发电机总体结构和通风系统的详细情况叙述可见本卷第 5 篇。

1.3 结构简介

1.3.1 总体结构

发电机机座采用气密型，耐压力的焊接结构，内有中壁和轴向筋，以确保机壳的刚度。轴承由端盖支撑，为端盖式轴承，轴瓦为椭圆瓦，采用单流环式油密封。氢冷却器垂直布置在汽端的独立冷却器室内。定子机座与铁芯间装有立式弹簧板隔振结构，铁芯采用穿心螺杆，齿压板轴向夹紧结构铁芯端部装有磁屏蔽。

转子采用合金钢整体锻件。定子绕组为水内冷，连接线及出线瓷套管均为氢冷。转子绕组为氢内冷，定子铁芯及端部结构为氢冷。通风系统采用定子铁芯轴向多路通风，转子绕组采用两端进风中间出风的通风方式。发电机内氢气通过转子汽端的一台多级轴流式风扇，使氢气在发电机内部封闭循环。

1.3.2 定子

发电机定子由定子机座、定子铁芯、隔振结构、定子绕组、定子引线、绕组冷却水路部件、定子出线盒、氢气冷却器等构成。

（1）定子机座及隔振结构。定子机座由优质钢板装焊而

密性能,可以减少由端部漏磁产生的涡流杂散损耗。通过出线盒上的人孔可对套管进行组装及大修。

(5) 定子水路。定子上、下层线棒水路独立,在每个出水口接头上,都装有测量水温的元件。励端汇水管用于进水,并将冷却水均匀地分配给线棒的冷却水管道中,流出冷却水管道的水被收集进汽端汇水管,然后排出机外。制造期间,进行了各种检查,以保证冷却水道无泄漏且通畅。对所有接头焊接焊缝都进行了气密性试验。

(6) 冷却器外罩和冷却器。冷却器端罩安装在定子机座的汽端,安装有可将冷风导入通往励端的冷却风道。冷却器竖直安装在冷却器端罩中。冷却器端罩内的加强筋用于改善冷风的导流,并提高部件的机械强度和刚度。位于冷却器端罩及定子机座励端的端盖中包含发电机轴承和轴密封。

每台冷却器有2条独立的水支路。冷却器在结构上充分考虑了热膨胀、排污、密封、安装、检修等问题。当停运一个水支路时,冷却器能带80%的负荷运行。冷却管为翅片式结构,各冷却器组在冷却水侧并联连接。该冷却器容量大,热交换能力强,能满足发电机 TMCR 和 VWO 各种工况运行的要求。

1.3.3 转子

转子由转轴、转子绕组、护环、励磁连接线、风扇、联轴器部件构成,如图 8.6-5 所示。



图 8.6-5 发电机转子

(1) 转轴。转轴采用高质量的 NiCrMoV 合金钢锻件。转子槽楔由强度高、导电率好的铜合金材料制成,槽楔中间开有径向通风孔,外伸到护环的搭接面下,并确保槽楔和转子护环间良好的电接触。发电机转子每一磁极上开有4个阻尼槽,阻尼槽楔材料为导电优良的银铜材料,槽楔表面镀银处理,从而与转子齿接触得更好。阻尼槽楔承受负序电流在转子本体表面产生的涡流,与护环一起构成回路,本系统经长期运行验证为非常好的阻尼绕组系统,完全能满足负序能力,即 $I_2^2 t = 6s$ 和 $I_2 = 6\%$ 。

(2) 转子绕组。发电机转子采用含银铜导线,每根含银铜线上有2个方形轴向冷却通道。冷却气体从处于发电机护环下部、转子本体端面以外区域的进气口进入转子线圈,轴向通过转子线圈从中部的出风口排入气隙区域,以达到对转子绕组进行冷却的目的。

发电机转子槽内布置和绕组结构如图 8.6-6 所示,转子端部绕组结构如图 8.6-7 所示。

转子槽绝缘内表面、转子护环下的绝缘筒内圆等与转子绕组相接触部分皆贴有聚四氟乙烯滑移层,这样在开停机和负荷变化时转子绕组能较自由地热胀冷缩,防止绕组变形和绝缘损伤。

(3) 转子槽楔、护环、风扇叶片转子槽楔采用高强度和高导电性能的铍钴铜制造,同时兼起阻尼绕组条的作用。槽楔一直延伸到护环下面,护环兼起阻尼绕组的短路环作用。另外,在磁极表面设有放置阻尼槽楔的阻尼槽,阻尼槽楔材料为银铜合金。护环为悬挂式结构,材料采用

18Mn18Cr 高强度反磁合金钢锻件,具有足够的耐应力腐蚀能力。

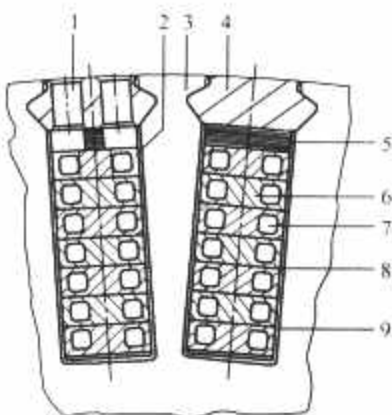


图 8.6-6 发电机转子槽内布置和绕组结构

1—槽楔出风孔;2—径向出风口;3—转轴;4—槽楔;5—楔下垫条;6—空心铜线;7—冷却风道;8—匝间绝缘;9—槽绝缘

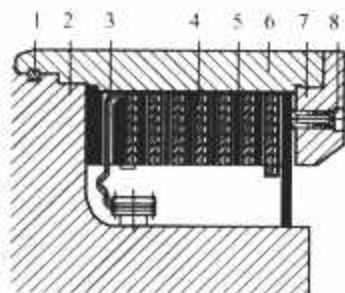


图 8.6-7 转子端部绕组结构

1—环键;2—转轴;3—磁极引线;4—转子;5—垫块;6—护环绕组;7—中心环;8—平衡块位置

发电机内冷却气体由汽端轴上的多级轴流风扇进行循环。风扇压头与从沿转子本体出风口排出气体所产生的压力一起作用,增强了转子绕组的冷却效果。

风扇叶片安装在风扇座的 T 形槽上,风扇座热套在转轴上。

1.4 端盖、轴承、油密封

发电机的端盖为钢板焊接结构,端板由整块钢板组成,具有足够的刚度支撑发电机的转子重量,在 0.5MPa 的机内氢气压力下不产生有害变形。

轴瓦为带有椭圆形的套筒式圆瓦,浇铸一层锡基轴承合金,轴瓦与端盖间设置有双层绝缘,以防止轴电流烧伤轴瓦和转子轴颈。

发电机的密封环为单流环式,其优点是结构简单,密封可靠,机内氢气湿度控制效果好。轴密封如图 8.6-8 所示。

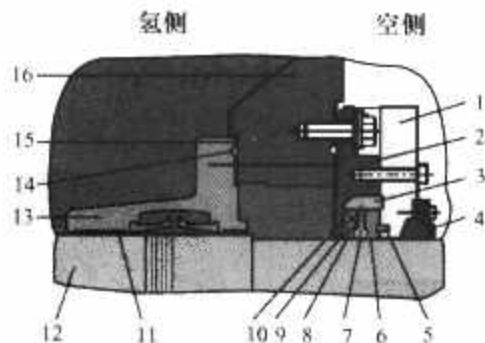


图 8.6-8 轴密封

1—密封瓦支座(空侧);2—密封瓦支座(氢侧);3—密封瓦室;4—挡油板(空侧);5—浮动油槽;6—巴氏合金;7—密封油环形槽;8—密封油进油孔;9—密封瓦;10—二次密封;11—迷宫密封条;12—转轴;13—迷宫密封环;14—密封槽;15—绝缘垫片;16—端盖

1.5 发电机温度在线监测元件

发电机温度在线监测元件见表 8.6-2。

表 8.6-2 发电机温度在线监测元件

元件名称	热电阻 RTD	监测位置	备 注
			每槽 1 个单支
定子线圈出水 测温元件	RTD	每根线棒冷却水出 口软管接头处	单支元件
定子铁芯端部 测温元件	RTD	定子铁芯端部（齿 压板下）	单支元件
铁芯磁屏蔽测 温元件	RTD	铁芯端部磁屏蔽	单支元件
	RTD	冷却器冷气和热气 部位	双支元件
发电机内部总 水管测温元件	RTD	总出水管	单支元件
发电机轴瓦测 温元件	TC	在每个轴承的轴瓦 上设有一个测温元件 （汽、励端各一个）	三支元件
轴承密封油回 油温度	RTD	轴承密封油温度 （汽、励端各一个）	双支元件

注 RTD 为四线制 Pt100 热电阻。

2 1000MW 发电机励磁系统

1000MW 发电机励磁系统，采用无刷励磁方式或静态励磁方式。

2.1 无刷励磁方式

无刷励磁系统具有短时过载能力，强励电压倍数为 1.8，强励电流倍数为 1.5，强励时间大于等于 10s。

2.1.1 无刷励磁机结构

主励磁机电枢、永磁副励磁机转子（磁钢）和整流盘同装在一根转轴上，通过刚性联轴器与发电机的转子连接，即用单轴承结构。整个励磁机组完全封闭在带有空气冷却器的外罩里。为了观察和检修方便，外罩设有门和视察窗，罩内设有照明灯。

永磁副励磁机为悬臂内转磁钢式，采用稀钕钴材料，静止部分为电枢。磁钢在装配前已充好磁，磁性能稳定，用户无需另行充磁。

励磁机及永磁机主要技术数据见表 8.6-3。

表 8.6-3 励磁机及永磁机主要技术数据

主要技术数据	励 磁 机	永 磁 机
额定功率（kW）	4500	39
额定电压（V AC）	600	220
额定电流（A AC）	7500	195
额定频率（Hz）	150	400
额定励磁电压（V）	79	—
额定励磁电流（A）	151	—

2.1.2 励磁系统组成

励磁系统由发电机转子、交流励磁机、旋转整流盘、永磁副励磁机、自动电压调节装置等组成。

2.1.3 励磁系统的基本工作原理

永磁机产生三相交流通过 AVR 提供一可变的直流电流给主励磁机励磁，在主励磁机的转子感应三相交流通过旋

转整流桥及转子轴的直流引线提供发电机磁场绕组。

（1）整流盘。旋转整流装置中的并联元件采用具有高反向电压的二极管，每臂有 10 个支路，共 20 个二极管，有足够的裕量，能保证额定励磁和强励的要求。硅二极管安装在整流盘上接成一个三相整流桥电路，两个二极管每个安装在各自的铝合金散热器上并联连接，与散热器相接的是一个熔丝，当一个二极管故障时切断两个二极管；为了抑制由换向而引起的过电压，每个盘有 6 个 RC 组件。绝缘和热套的整流盘是整流桥正、负极的直流母线，这种布置确保所有部件良好的和最小的电路连接，两个整流盘在机械设计上是一样的，不同之处仅在于二极管的正向方向。

直流电流通过径向螺杆从整流盘连通到转轴中心孔的轴向引线。

（2）三相主励磁机。三相主励磁机是一个 6 极旋转电枢电动机，在定子机座内有带磁场绕组和阻尼绕组的磁极，磁场绕组套在叠片磁极上，在极靴上有铜排，铜排的两端连接起来形成阻尼绕组。在两个极中间装有感应测量励磁电流用的一个交轴线圈。

转子由叠片组成，用穿过压板的穿心螺杆压紧。三相绕组嵌在叠片转子的槽内。绕组导体在铁芯长度内换位，转子绕组的端部通过玻璃纤维带紧固。电连接在面向整流环的一端，三相引线通过接到并联环系统再接到整流盘上。

（3）三相副励磁机。三相副励磁机是一个 16 极旋转磁场电动机，机座内有带三相绕组的叠片铁芯，转子由装有磁极的环座组成，每个极有 10 段永磁钢，永磁钢外有一无磁性的金属罩，磁钢用螺钉紧固在环座和外极靴之间，转子环座热套在轴的自由端。

（4）自动励磁调节装置 AVR。采用双通道自动电压调节器是一个全冗余系统，包括基本控制、所有附加控制、限制器和电力系统稳定器等，同时又具有系统监测和保护功能，具有很高的可靠性。

手动控制（励磁电流调节器）在每个通道中作为自动电压调节器的另一个备用选择，主要在服务和调试中使用，也可以作为备用通道使用。

AVR 的主要功能如下：

1) 调节器：①自动电压调节器（自动控制）具有有功和无功补偿；②励磁电流调节器（手动控制）；③具有时间可调的软启动功能；④自动运行通道和自动备用通道之间的自动跟踪；⑤自动和手动通道的双向自动跟踪；⑥恒无功或恒功率因素的控制；⑦带有功和频率输入信号的 PSS 电力系统稳定器，控制的算法根据 IEEE 标准 421—Type 2A 标准；⑧可调的有功无功补偿。

2) 限制器：①励磁电流限制，带瞬时和反时限延时动作特性；②基于 P/Q 图的低励限制，瞬时反应；③定子电流限制，过励时为反时限延时动作，欠励时为瞬时动作；④磁通饱和限制（V/Hz 限制）。

3) 监控/保护：①过励电流保护，瞬时和反时限动作；②失磁保护监控；③PT 故障监控；④V/Hz 保护；⑤晶闸管快熔监控；⑥单个晶闸管道通监控；⑦励磁变压器温度监测；⑧起励时间监测；⑨电子装置自测（看家狗）。

2.2 静态励磁方式

静态励磁系统具有短时过载能力，强励倍数为 2（当发电机机端电压下降到 80%时），强励时间大于等于 10s。

2.2.1 系统组成

系统主要由机端励磁变压器、晶闸管整流装置，自动电

续表

参 数		期望值	最小/最大值	报 警 值	跳 闸 值
氢 气	冷氢温度 (℃) 注 1. 各冷却器出口氢温的温差不超过 2K	46	40/48	≤40, ≥50	—
	热氢温度 (℃)	随负载而变化	45/80	—	—
	氢压 (可随负载减小而调低) (MPa)	0.40 600MW 0.30 (0.50) (650MW)	0.30/0.54	≤0.38 ^① , ≥0.44 ^① ≤0.28 在其他氢压运行时 报警值应另行整定	—
	氢纯度 (%)	95	90 ^② /99	85 ^② 、90 及 100	—
	额定氢压下氢气湿度 (g/m ³)	2	4	10	—
	氢消耗或漏量 (m ³ /天)	11.3	—	—	—
	工况监视仪读数	100%	—	75%	—
氢冷却器的冷却水	温度 (℃)	≤35	最大 36, 另有协议者不大于 38		
	流量 (m ³ /h)	740~900			
	工作压力 (MPa)	—	最大 0.8 (为现场验收或维修的试验压力最大值)		
定子线圈的冷却水及线棒温度					
进水温度 (℃)		大于冷氢温度	45/50	≤42, ≥53	—
总水管出水温度 (℃)		≤80		≥85 ^①	
总水管出水对进水的温升 (K)		约 20		≥31 ^①	
线棒出水温度 (℃)				≥85 ^①	≥90
线棒层间温度 (℃)				≥90 ^①	
线棒最大温差 (K)		≤5	<8~10	≥8 (出水) ≥10 ^① (层间)	
(同一类水路中的出水或层间测温元件)				推荐降负荷并 安排停机检查	≥12 (出水) ≥14 (层间)
水流量 (m ³ /h)		105		额定流量为 80% 时的压降值	额定流量为 70% 时的压降值延时 30s
(差压报警开关)					
(定子绕组两端的计算水压降) (MPa)		(0.15~0.20)			
定子水电导率 (μS/cm)		≤1.5		高: 5 非常高: 9.5	—
离子交换器					
出水电导率 (μS/cm)		0.1~0.4		≥1.5	—
总进出水管差压 (MPa)				比正常值高 0.035	—
氢压高于水压 (MPa)		※		≤0.035	—
定子水箱氢压 (MPa)		0.014		≥0.042	—
转子线圈温度 (℃)				≥110℃ (电阻法) 用静止励磁系统时能测	
定子铁芯及磁屏蔽处温度 (℃)				≥120	
定子边端结构件上压指温度 (℃)				≥180	
发电机轴振 (50Hz, 双幅值, mm)		0.08		≥0.125	0.25
励磁机轴振 (50Hz, 双幅值, mm)		0.10		≥0.125	0.25
运行时励端轴承绝缘 (MΩ)		>1	②	—	—
励磁机风温					
冷风风温 (℃)		45	50	52	—
热风温升 (K)				37	—

① 600MW 额定氢压下运行。
② 用于氢侧油泵停运期。

轴振及座振的许可值按 GB/T 7064—2002《透平型同步电机技术要求》第 3.19 条的规定选取。

4.2 1000MW 发电机启停

4.2.1 启动准备

发电机在启动前,应对发电机及相关设备进行全面检查并做好启动前的准备工作,使机组具备以下启动条件:

4.2.1.1 氢、水、油系统正常投运

确认轴承、密封油、氢和水系统运行正常,发电机机内氢压、水压和油压正常。

4.2.1.2 检查发电机各处的温度、氢质、油质和水质

检查发电机的温度、氢纯度和氢气及油的含水量和油的杂质,以及定子线圈冷却水进水温度和水电导率等不超过规定的数值。

(1) 氢气冷却器的出风温度应均衡,冷氢温差在任何负荷下不得超过 2K。

(2) 控制氢气纯度和湿度并投入排烟风机。

氢气纯度一般不低于 95%,发电机做性能及效率试验时应维持在 98%,到 90%时报警,只有当氢侧泵停运时才允许纯度维持在 90%左右,此时如纯度降至 85%又将报警。投入氢源的氢干燥器使供氢的湿度不得高于 -35°C 露点,投入发电机的氢气干燥器使机内氢的湿度折算到大气压力下的露点应介于 $-25\sim-5^{\circ}\text{C}$ 。启动前,必须投入空侧回油箱上的排烟风机,防止氢气带入主油箱,以确保安全。

(3) 第一次启动及每次启动带负荷前,应监视定子绕组的温度。若温度不同,则可能表示出温度测量有问题,运行前必须予以校正。

(4) 密封油温度一般应维持在 $40\sim 49^{\circ}\text{C}$ 之间。空侧与氢侧进油温差不大于 2.2K。轴振不正常时则应维持在 $43\sim 49^{\circ}\text{C}$ 之间,两侧油温差不大于 1K。

(5) 密封油、轴承油的含水量不得大于 0.05%。否则应处理油质,以免使油中水分带入机内增加了氢的湿度。从轴承回油中取得的杂质在油冲洗过程中,应满足油冲洗规程的有关规定。

4.2.1.3 氢气冷却器

首先应打开排气管排除内部的空气,让冷却器的顶部水室、回水室和所有水管都充满水。

然后应向氢气冷却器供给所需的冷却水量,表 8.6-4 中规定了氢冷却器有关数据包括进水最高温度、最高工作压力和总水量等要求。将各只冷却器调节到基本相同的水量,防止由于水速过大而损坏水管。为此调节每只冷却器出口水管的节流阀,使通过每只冷却器的水压力降基本相同。通过一只冷却器的水压力降应是该只冷却器进、出口压力表读数之差。调节水量及氢温的幅度不能过大,以免机座变形而产生剧烈的振动。

4.2.1.4 密封油冷却器及定子绕组内冷水的冷却器和油、水加热器

确认密封油冷却器及绕组水冷却器的冷却水有足够的水量。油温控制反应要灵敏能迅速控制氢气侧、空气侧油温及两者的油温差。水温控制反应要灵敏使之能够稳定地控制绕组入口水温在规定范围之内。

如果启动时油温或水温远低于表 8.6-4 中规定的最低温度,可临时在密封油流动的条件下启用系统中的油加热器或水加热器。

4.2.1.5 轴承座对地的绝缘

轴承在励端为双层绝缘,故在机组各转轴对接后或在运

行中和未停车时也能测量轴承绝缘电阻。

在运行期间,用 1000V 绝缘电阻表定期测量轴承对地绝缘电阻。绝缘电阻表一端接地,另一端轮流接到每个被测端子直接测量绝缘电阻。绝缘电阻一般大于 $1\text{M}\Omega$,小于 $0.5\text{M}\Omega$ 会导致轴电流通过而损坏轴承。绝缘电阻值变小表明绝缘性能恶化,并且需要维修至少达到最小的允许值之后方可继续使用。每次拆卸轴承和重新装配绝缘,都应当测定绝缘电阻,这些检查必须在发电机加励磁之前进行。

测轴承绝缘时,一次只能测两道并联的绝缘中的一道,因为如有一道绝缘损坏,就不可能再检查另一道绝缘的好坏。在此情况下,如怀疑绝缘有所损伤,就应使用其他的方法检查绝缘。

4.2.1.6 相序的校核

发电机与系统并网之前,应校核发电机的相序,确认与它连接的汇流排相同。

4.2.1.7 启动时对测温元件的监测

发电机安装后的第一次启动和以后的各次启动阶段,当定子绕组水系统已投入工作时,应对定子绕组出水测温元件和绕组层间测温元件进行监测。

(1) 监测要点。

1) 因为上、下层线棒具有不同的截面与不同的电流密度,且线棒内涡流损耗上、下层也不同,故上层线棒(A类)水支路中出水平均温度与下层线棒(B类)水支路中出水平均温度有几度差异是正常的情况,而并联引线及主出线(C类)各水支路的截面与电流密度又与 A、B 类不同,而且水路长度甚至在本类中也有所不同,故出水温度有所不同亦是意料之中的,但重要的是要监测所有出水热电偶测温元件及槽内层间电阻测温元件。

2) 监测定子出水温度的方法优先采用,为每个出水热电偶制定一条出水温升对应于定子电流的温升曲线。这样,在任何负荷状态下都能将实测的温度与预计的温度相比较。因此,任何趋势比如由于氧化铜沉积而导致空心导线被局部堵塞都能很快地检查出来;宁可采用这种监测方法,而不用仪器来精确地指出温度变化或发生的问题。

3) 除实施上述监测方法外,还可采用比较同类水路中最高温度与最低温度的方法,如果上层线棒或下层线棒的温差或总温度超过表 8.6-5 中的限值,就必须采取消缺措施。上层线棒的出水温度只应和上层线棒的进行比较,而下层线棒只应和下层线棒进行比较,即同类水支路才能进行比较。

4) 层间温度与出水温度要相互对照。如果任一定子绕组层间电阻测温元件显示了异常读数,就应检查相应绕组的出水测温元件,以判断线棒是否有异常过热,还是控制室仪表读数不准,并保存这些数据。如绕组出水热电偶测温元件出现不正常读数,则对相应的层间测温元件亦可照此办理。

为了校验所有的测温元件以便正确判断元件读数所反映出的故障,在定子水系统第一次冲洗时和在发电机刚投运未投励磁之前即启动时,必须同时测录在接线柱上和主控室仪表上各出水口测温元件以及每个层间测温元件的读数,两者读数应该很接近,并以此判定测量仪表及线路是正常的,可投运的。

(2) 启动后用逐级增加负荷法来检查定子绕组水支路异常情况。当机组第一次点火带低负荷启动时,在汽轮机许可带负荷的条件下先以 5%—挡的增量逐级增加,加到 15%满负荷,在每个阶段温度稳定后要连续测录并保存所有的层间电阻测温元件和出水热电偶测温元件的数据。层间电阻测温元件和出水测温元件的读数应在同一负荷值下读取。

线槽内的层间电阻测温元件的同类读数中最高与最低温度的温差不得超过 3K，否则就应找对应的出水热电偶测温元件进行对比，直到发现存在的问题并予以解决。对于全部由定子绕组上层线棒组成的水支路的 A 类及全部由下层线棒组成 B 类水支路中各类出水测温元件读数中最高与最低温度的温差期望不超过 3~4K，而其他的由定子绕组的并联引线即绕组连接线、主引线和主出线串联而成的水支路的 C 类出水热电偶测温元件中的最高与最低温度应与其最长和最短水支路中出水温度相对应。

当负荷以 20% 一档的增量逐级增加至满负荷时，在每个阶段温度稳定后，要连续测录并保存所有的出水热电偶测温元件和层间电阻测温元件的数据。层间电阻测温元件和测温元件的读数应在同一负荷值下读取。

在这个增加负荷的过程中，如发现任何一个测温元件的温度的增长比该类其他元件温度升得快，就应怀疑水路受堵，要设法找到故障原因，并将其排除，同时必须保存这些数据。如遇到罕见的一根线棒严重堵塞的情况，层间电阻测温元件对温度的反映就比较可靠。万一线棒全部断水，出水电阻测温元件所反映的温度将不是线棒的出水温度而是总出水管的出水温度。定子绕组最高最低的温差以及最高温度的限值见表 8.6-5。

表 8.6-5 定子绕组最高最低的温差以及最高温度的限值表

测量元件及		备 注
报警项目	上层或下层线棒同类水支路出水热电偶测温元件的最高与最低的温差	最大允许 7.9K
	绕组层间电阻测温元件最高与最低的温差	最大允许 9.9K
	绕组层间电阻测温元件的最高温度	最大允许 89.9℃
	总出水管出水热电偶测温元件的最高温度	最大允许 84.9℃
	总进水管出水热电偶对进水热电偶测温元件的温升	最大允许 30.9K
	上层或下层线棒出水温度热电偶测温元件的最高温度	最大允许 84.9℃
报警跳闸项目	并联引线、主引线、主出线等独立串联水支路出水热电偶测温元件出水对进水的温升	最大允许 30.9K
	上层或下层线棒同类水支路出水热电偶测温元件的高低温差	最大允许 11.9K
	绕组层间电阻测温元件的最高与最低的温差	最大允许 13.9K
	上层或下层线棒同类水支路出水热电偶测温元件的最高温度	最大允许 89.9℃
	并联引线、主引线、主出线等独立串联式水支路出水热电偶测温元件的最高温度	最大允许 89.9℃

4.2.2 盘车、升速

4.2.2.1 盘车运行

发电机在盘车运行之前，顶轴油泵和轴承润滑油系统必须已经启动。

密封油系统和一次水系统必须已投入运行。

在运行盘车装置之前，必须检查流向轴承和轴封的密封油流量，以确保油的流量足够大。另外，还应检查排油管的运行是否正常。

在已进行泄漏试验并且密封油系统已投入运行的前提下，在盘车运行之前或运行期间，可对发电机充氢。

1) 发电机氢气温度。

如盘车时已充氢，氢冷却器的冷却水系统应投入运行。氢气温度的控制模式从自动切为手动。手动调节冷却水流

量，使之成为正常流量的 5%~10%，以防止氢气冷却器管和翅片结露。

只要冷氢温度不超过规定值，氢气冷却器的冷却水流量不必增加。

发电机升速时，手动控制氢气冷却器的冷却水流量，使冷氢温度保持在至少低于一次水入口温度 5K。当定子水温控制为自动时，立即将氢温控制从手动切换至自动。

2) 励磁机温度。

励磁机冷却器必须注满水并放气，开启冷却器上游管线中的截流阀，并关闭冷却器下游管线中的调节阀。

在汽轮发电机加速期间，需特别注意冷空气温度，一旦冷空气温度升高到 40℃，即应开启冷却水出口管线中的调节阀。调节阀的开度只需调节到使励磁机中的冷空气温度不超过 40℃即可。另外，调节两只调节阀，使冷却器各段下游的冷却水出口温度相等（使用出口管线中的温度计进行测量）。

发电机带上负荷后，调节调节阀，使冷空气温度不超过 40℃。

4.2.2.2 升速

(1) 在发电机升速到额定转速期间，轴承进油温度应控制在 35~45℃之间，轴封处入油温度不应低于 38℃。

(2) 当发电机机内氢压未达到额定值时，发电机的转速、电压都不得升至额定。

(3) 升速时，应快速通过临界转速，然后达到匀速运行。

(4) 升速时，每隔很短的时间就应读取并记录轴承和油的温度。

(5) 为防止升速过程中出现热不平衡，汽轮发电机必须先盘车运行。如果发电机在较长时间的盘车后再升速，则除了必须满足汽轮机运行的要求外，一般不限制发电机的加速度。

4.2.3 带负荷运行

(1) 通过调节汽轮机速度、负荷控制装置来改变发电机有功功率。

(2) 发电机并网同步后，有功负荷增加，根据要求的功率因数来提高无功负荷。

(3) 无功功率的设定。

1) 通过机组变压器抽头变换器来改变变压器的变比来实现。这种情况下发电机可以在恒定电压下运行。

2) 使用降压/升压按钮来改变发电机电压实现。但发电机和连接到发电机的厂用电负荷不得超过发电机所允许的电压范围。

3) 如有必要的话，通过激发无功功率或功率因数控制装置，改变其设定值来实现。

如果发电机励磁电流超过额定值，则过励限制器经过一定延时后响应，使励磁电流减小。只要过励限制器在运行中，则过励限制器信号优先，升高基准电压的命令无效，而且也不可能发出该指令。

当发电机的励磁电流降低时，发电机的无功负荷也降低，并且在发电机功率因数为 1 时变为 0。若励磁电流进一步降低，无功负荷变为负值且增加，直至达到发电机出力曲线中给出的发电机欠励运行限制曲线时，触发欠励限制器，从而阻止励磁电流的进一步降低。只要欠励限制器在运行中，则欠励限制器信号优先，降低基准电压的命令无效，而且也不可能发出该指令。

4.2.4 发电机的出力

发电机的运行是以其出力曲线为根据，该曲线规定了在

不同工况下汽轮发电机组输出的容量。在制定发电机出力曲线时，考虑了多方面的因素：包括将定子、转子绕组和铁芯中的热点温度限制于切实可行的运行温度上，而这些温度不是能直接从测温元件得到的。出力曲线是设计计算和试验分析相结合所取得的综合性结果。发电机有关标准公认由测温元件测量的可以探测得到温度可能不是最热点的温度。由于不能直接得到最热点的温度，温度的检测点应尽量靠近预计的热点，但是在最热点与测温点之间的温度梯度不是不变的。它的变化取决于氢压、出力、冷却方式和通风系统。因此测得的温度不适宜用作为调节发电机出力的依据。典型的 1000MW 汽轮发电机的出力曲线如图 8.6-9 所示。

4.2.5 停机

- (1) 在发电机停机过程中，一旦发电机的转速达到汽轮机说明手册规定值，则必须启动顶轴油泵。
- (2) 盘车装置运行。一旦汽轮发电机转速降低（通常为自动降低）至规定的汽轮机转速（盘车装置转速），则必须启动盘车装置，并保持不间断运行，直到转子温度冷却到接近于室温。
- (3) 氢气冷却器。在机组达到盘车转速之前，将冷却水流量至少调节到额定流量的 5%。由于气体中的潮气冷凝在冷却器管子和散热片上，将会导致发电机内部露点温度降低。氢气冷却器应在该冷却水流量下运行大约 15h。
- (4) 励磁机冷却器。关闭励磁机冷却器下游的截止阀门。

(5) 励磁机干燥系统。检查并确保在达到盘车转速后励磁机干燥器投入运行状态。

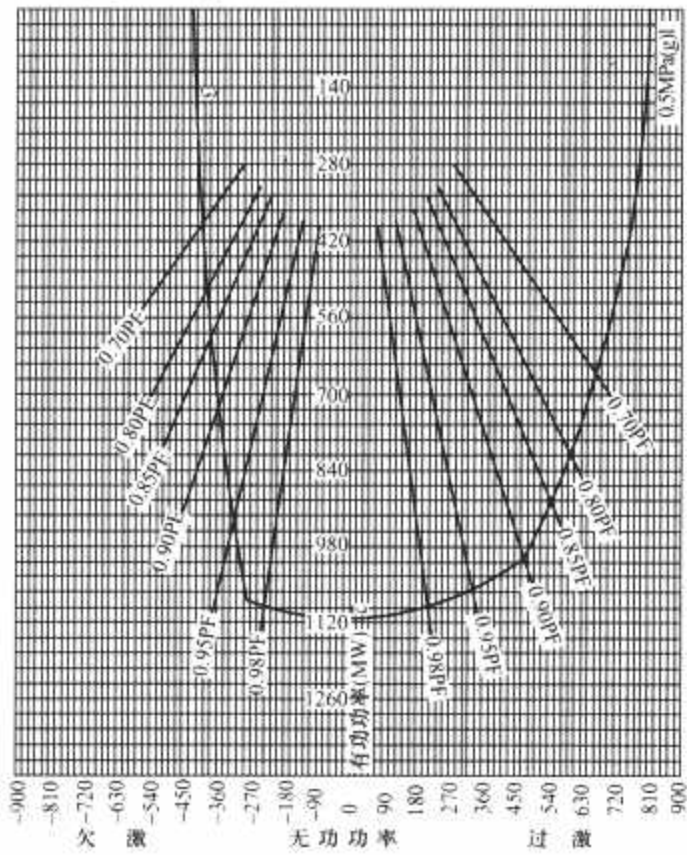


图 8.6-9 典型的 1000MW 汽轮发电机的出力曲线

第 7 章 超临界、超超临界机组的运行

1 超临界、超超临界机组运行的特点

超临界及超超临界机组有较高的主蒸汽压力和主蒸汽温度，承压部件的壁厚较厚，在运行中存在一些与亚临界机组不同的问题，超临界、超超临界机组运行具有下列特点。

(1) 机组低负荷变压运行。机组在运行时使汽轮机调节汽门前的主蒸汽压力保持恒定，称为定压运行，此时靠改变调节汽门开度来控制蒸汽流量而改变其输出功率。变压运行又称滑压运行，是在调节汽门几乎全开，只有很小节流的情况下，使调节汽门前的主蒸汽压力随负荷的变化而升降。因此，汽轮机的进汽压力是控制机组出力的一个组成部分。变压运行有纯变压和复合变压两种方式，取决于汽轮机的运行状态。纯变压运行均可用于节流调节和喷嘴调节的机组上，与汽轮机调节汽门设计无关。复合变压运行则常用于有若干个调节汽门，能部分进汽的汽轮机上。

为了保证超临界、超超临界机组在低负荷时同样具有较高的效率，欧洲、日本和我国的超临界、超超临界机组均采用变压运行（定—滑—定压方式）或纯变压运行方式（定—滑压方式），进行机组的变负荷调峰运行，从滑压运行到定压运行的切换点一般在 30% 负荷左右，有利于保证机组在低负荷时的高效率。

(2) 负荷变化范围。超临界、超超临界机组的负荷可在 10%~100% BMCR 之间变动，锅炉最低稳燃负荷约 30% BMCR，在约 35% BMCR 以上时纯直流运行。

(3) 启动时间和负荷变动率。表 8.7-1 和表 8.7-2 列出了超临界、超超临界机组一些典型的启动时间，表 8.7-3 为超超临界机组一些典型的负荷变动率。

表 8.7-1 超临界机组启动时间 min					
启动状态	点火—冲转	冲转—并网	并网—额定低负荷	冲转—额定低负荷	启动总时间
极热态	7.5	15	43.5	58.5	66
热态	35	15	49	64	99
温态 1	60	117	145	262	322
温态 2	60	20	117	137	197
冷态	100	177	200	377	477

表 8.7-2 超超临界机组启动时间 min		
启动状态	点火到并网	并网到额定负荷
热态	35~45	30~45
温态	100~115	80~90
冷态	100~190	95~150

表 8.7-3 超超临界机组一些典型的负荷变动率		
负荷变动/燃料	煤	油或汽
50%~90% MCR	4% MCR/min	8% MCR/min
20%~50% 及 90%~100% MCR	2% MCR/min	4% MCR/min

由于受厚壁部件热应力的限制，通常降负荷时的负荷变

动率要比升负荷时要求严一些。

1.1 超临界及超超临界锅炉运行特性

1.1.1 启动系统和启动流量

超临界及超超临界机组采用直流锅炉。直流锅炉在启动前必须建立一定的启动流量和启动压力，强迫工质流经受热面，使其得到冷却。但是，直流锅炉不像汽包锅炉那样有汽包作为汽水固定的分界点，水在锅炉管中加热、蒸发和过热后直接向汽轮机供汽，而在启停或低负荷运行过程中有可能提供的不是合格蒸汽，是汽水混合物，甚至是水。因此，直流锅炉必须配套一个特有的启动系统，以保证锅炉启停和低负荷运行期间水冷壁的安全和正常供汽。根据超临界、超超临界直流锅炉启动分离器的运行方式，启动系统可分为内置式和外置式两种。

超临界、超超临界直流锅炉的启动流量一般选取为额定流量的 30%~35%。

1.1.2 锅炉变负荷速率

一般亚临界自然循环汽包锅炉允许变负荷速率为 0.6% MCR/min，控制循环汽包锅炉变负荷速率为 3.6% MCR/min；而螺旋管圈式直流锅炉允许变负荷速率为 5%~8% MCR/min。直流锅炉由于没有厚壁部件汽包，具有快速变负荷的能力。但是，随着锅炉参数的提高，内置式启动分离器的壁厚增加，将限制锅炉负荷的变化速率。超临界、超超临界锅炉由于材料等级的提高，分离器壁厚仅为亚临界 600MW 锅炉汽包壁厚的 1/3 左右。因此，超临界、超超临界锅炉允许负荷变化速率比较大。

超临界、超超临界锅炉变负荷速率完全可以满足机组的负荷变化速率的要求，机组的调峰速度主要取决于汽轮机热应力、胀差等因素。

1.1.3 超临界、超超临界锅炉的调峰幅度

超临界、超超临界锅炉最低负荷主要决定于水冷壁的安全负荷。一般超超临界锅炉的最低负荷为 30%~35% MCR，锅炉在此负荷以上运行时，水冷壁是安全的，在此负荷以下运行，需要启动分离器系统，以增加水冷壁的质量流速。启动分离器系统的投运将造成工质热量的损失，使机组的经济性变差。同时，频繁的投运启动分离器系统，将使其阀门受到损伤。因此，超临界、超超临界锅炉最低调峰幅度不应低于水冷壁的安全负荷。

1.1.4 锅炉滑压运行

超临界、超超临界直流锅炉在滑压运行时，水冷壁内的工质随负荷的变化会经历高压、超高压、亚临界和超临界压力区域，在设计和运行时必须重视以下可能产生的问题：

(1) 锅炉负荷降低时，水冷壁中的质量流速也按比例下降。在直流运行方式下，工质流动的稳定性受到影响，为了防止出现流动的多值性不稳定现象，要限制最低直流负荷时水冷壁入口工质欠焓；同时压力不能降得太低，一般最低压力在 8MPa 左右（定—滑—定运行方式）。

(2) 低负荷时，水冷壁的吸热不均匀将加大，可能导致温度偏差增大。

(3) 在临界压力以下运行时,会产生水冷壁管内两相流的传热和流动,要防止膜态沸腾而导致的水冷壁管超温。

(4) 在整个滑压运行过程中,蒸发点的变化使水冷壁金属温度发生变化,要防止因温度频繁变化引起的疲劳破坏。

1.2 高蒸汽参数对汽轮机运行特性的影响

随着主蒸汽压力的进一步增加,限制超超临界汽轮机组启停和变负荷运行的主要因素如下:

- (1) 汽轮机蒸汽室、阀门和内缸热应力。
- (2) 汽轮机转子低周应力疲劳寿命。
- (3) 汽轮机在启动和停机过程中的振动及胀差。

其中,汽轮机蒸汽室、阀门和内缸热应力、转子低周疲劳和启动时的胀差约占限制机组周期运行因素的70%。

启停和变负荷运行能力的关键在于停机不同时间后,再次启动所需的时间长短和运行中对负荷变化的响应能力。良好的调峰特性体现在低负荷时较高的效率、良好的启动特性(启动时间短)和良好的负荷适应性。要求超超临界机组能以最小的寿命损耗进行启停和变负荷运行,其良好的运行特性应从机组部件采用的材料、部件设计、控制系统、运行方式等方面考虑。

2 超临界、超超临界机组启动和停机

2.1 超临界、超超临界锅炉启动特点

超临界锅炉与亚临界自然循环锅炉的结构和工作原理不同,启动方法也有较大的差异。超临界锅炉与自然循环锅炉相比,有如下启动特点。

(1) 设置专门的启动旁路系统。直流锅炉的启动特点是在锅炉点火前就必须不间断地向锅炉供水,建立起足够的启动流量,以保证给水连续不断地强制流经受热面,使其得到冷却。

在单元制系统启动中,汽轮机要求暖机、冲转的蒸汽在相应的进汽压力下具有50℃以上的过热度,目的是防止低温蒸汽进入汽轮机后凝结,造成汽轮机的水击,因此直流锅炉需要设置专门的启动旁路系统来排除这些不合格的工质。另外,启动时的热量损失和凝结水耗量很大,设置启动旁路系统也是为了回收这部分热量和工质,同时,在启动初期还可以通汽冷却再热器,使再热器得到保护。

(2) 配置汽水分离器和疏水回收系统。超临界锅炉运行在正常范围时,锅炉给水靠给水泵压头直接流过省煤器、水冷壁和过热器。直流运行状态的负荷从锅炉满负荷到直流最小负荷,直流最小负荷一般为25%~45%。

低于该直流最小负荷,给水流量要保持恒定。例如,在20%负荷时,最小流量为30%意味着在水冷壁出口有20%的饱和蒸汽和15%的饱和水,这种汽水混合物必须在水冷壁出口处分离,干饱和蒸汽被送入过热器,因而,在低负荷时超临界锅炉需要汽水分离器和疏水回收系统。疏水回收系统的作用是使锅炉安全可靠地启动及其热损失最小,并可显著地延长分离器疏水阀的寿命。一般有带低负荷循环泵和带热交换器两类疏水回收系统,疏水合格时送入除氧器,回收工质和热量。

(3) 启动过程中进行汽、水受热面冷、热态清洗。直流锅炉在运行中是不能排污的,进入直流锅炉的给水一次被蒸发成蒸汽,给水中的杂质一部分直接溶解于过热蒸汽中带往汽轮机,其余部分都沉积在锅炉受热面内壁,这对锅炉和汽轮机的安全经济运行是很不利的。因此,在锅炉点火前和

启动过程中,直流锅炉的汽水受热面都必须在一定流量下进行清洗,以保证合格的汽水品质。清洗包括启动点火前的冷态清洗和启动过程中的热态清洗。

(4) 启动前锅炉要建立启动压力和启动流量。启动压力是指直流锅炉在启动过程中水冷壁中工质具有的压力。启动压力升高,汽水体积质量(比体积)差减小,锅炉水动力特性稳定,工质膨胀量小,并且易于控制膨胀过程;但启动压力愈高,对屏式过热器和再热器的保护愈不利。启动流量是指直流锅炉在启动过程中锅炉的给水量。影响启动流量的主要因素有:水冷壁管屏中工质流动的稳定性和受热面的冷却能力、前屏过热器的壁温及主蒸汽温度的控制。

2.2 启动系统

2.2.1 锅炉启动系统的功能和主要形式

2.2.1.1 锅炉启动系统的功能

(1) 保持直流锅炉在启动过程中必要的炉水循环,尤其保证水冷壁的足够冷却和水动力的稳定性。

(2) 实现工质和热量的回收,主要回收锅炉启动初期排出的热水、汽水混合物、饱和蒸汽以及过热度不足的过热蒸汽。

(3) 实现锅炉各受热面之间和锅炉与汽轮机之间工质状态的配合。

(4) 配合汽轮机旁路系统保护再热器。但近年来为了简化启动系统,有的启动系统以控制再热器的进口烟温和提高再热器的金属材料的档次,保证再热器的安全运行。

(5) 有适当的回路进行启动前的清洗工作,保证锅炉和汽轮机的汽水品质合格,有利于锅炉和汽轮机的安全运行。

(6) 满足机组安全、快速、有控制地启停。

2.2.1.2 锅炉启动系统的主要形式

按分离器正常运行时分离器是否参与系统工作,可以分为内置式分离器启动系统和外置式分离器启动系统两种。

外置式启动系统是指启动分离器在机组启动和停运过程中投入运行,而在直流负荷以上运行时解列于系统之外的启动系统。外置式启动系统配置复杂,在解列和投运时操作复杂,汽温波动较大,对汽轮机运行不利。内置式启动系统是指在机组启动、正常运行、停运过程中,启动分离器均投入运行,在锅炉启停及低负荷运行期间,启动分离器处于湿态运行,分离器如同汽包一样,起汽水分离作用,而在锅炉正常运行期间,启动分离器处于干态运行,从水冷壁出来的微过热蒸汽经过分离器,进入过热器,此时分离器仅起连接通道作用。内置式启动系统的启动分离器设在蒸发区段和过热区段之间,启动分离器与蒸发段和过热器之间没有任何阀门,系统简单,操作方便,不需要外置式启动系统所涉及的分离器解列或投运操作,从根本上消除了分离器解列或投运操作所带来的汽温波动问题,但分离器要承受锅炉全压,对其强度和热应力要求较高。内置式分离器启动系统适用于变压运行的锅炉。

(1) 内置式分离器启动系统。国内超临界、超超临界直流锅炉一般配置内置式分离器。当负荷在35%以下时,从水冷壁出来的汽水混合物在分离器中分离,蒸汽被送入过热器,分离器疏水被回收,热量排入大气。当负荷在35%以上时,从水冷壁出来的全部是蒸汽,通过分离器送入过热器,这时分离器仅起连接通道作用。根据分离器疏水系统的不同又可将内置式分离器分为下列四种。

1) 带再循环泵(BCP)的启动系统。带再循环泵的启动系统如图8.7-1所示。

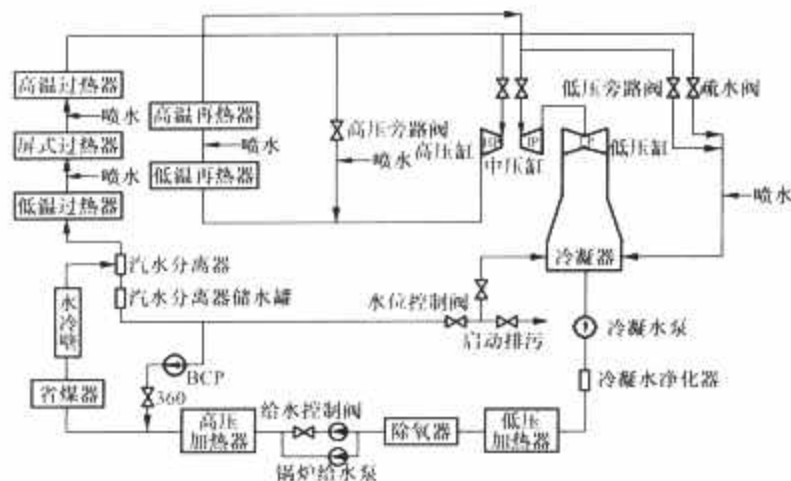


图 8.7-1 带再循环泵的启动系统

该系统包括再循环泵的加热系统、加热管路排水系统、过冷管系统、最小流量回流管路、冲洗系统（包括高压水冲洗和低压水冲洗）、冷却水系统等。该系统可分为大循环回路和小循环回路。大循环回路由汽水分离器、分离器贮水罐和贮水罐水位控制阀（361 阀）组成，小循环回路由汽水分离器、分离器贮水罐、BCP 循环泵（包括辅助系统）和 360 阀组成。

通过再循环泵将分离器疏水打回给水系统,减少给水流量。若疏水不合格时可送入凝汽器或通过扩容器排放。这种启动系统适用于低负荷运行或具有频繁启动特性的机组使用,在系统中根据再循环泵与锅炉给水泵的布置分为并联和串联两种布置方式。再循环泵与锅炉给水泵并联这种布置方式不仅可用于变压运行的超临界机组启动系统中,还可应用于亚临界压力机组部分负荷或全负荷复合循环(又称低倍率直流炉)的启动系统中。

2) 不带再循环泵的启动系统。不带再循环泵的启动系统如图 8.7-2 所示。

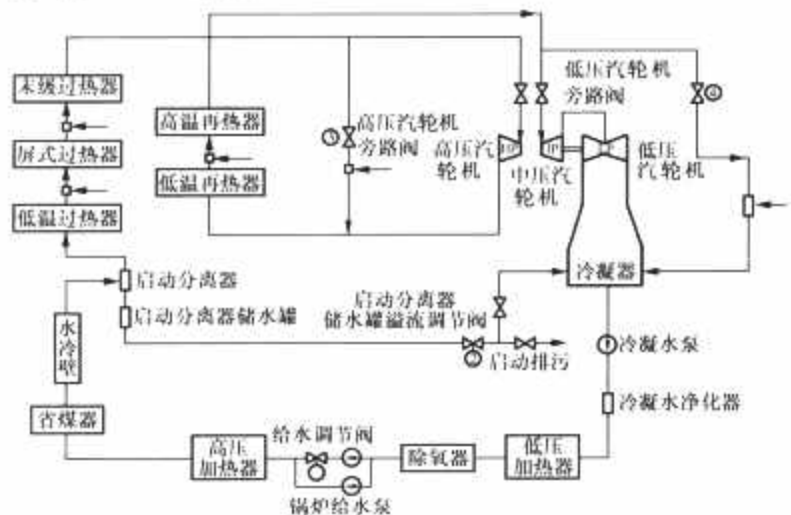


图 8.7-2 不带再循环泵的启动系统

该系统由汽水分离器、分离器贮水罐和贮水罐水位控制阀(361 阀)组成。与带 BCP 的循环系统相比不包括 BCP 泵、360 阀及 BCP 辅助系统部分。

3) 带扩容器的启动系统(大气式和非大气式)。带扩容器的启动系统如图 8.7-3 所示。

该系统主要由除氧器、启动分离器、给水泵、大气扩容器、高压加热器、疏水回收箱、疏水回收泵、凝汽器等组成。

启动过程中,当汽水分离器处于湿态运行时,汽水分离器疏水一部分经 ANB 阀(汽水分离器水位控制旁路阀)流入除氧器进行工质和热量的回收;另一部分经 AN 阀(汽水分离器水位控制阀)、AA 阀(汽水分离器疏水阀)流入大

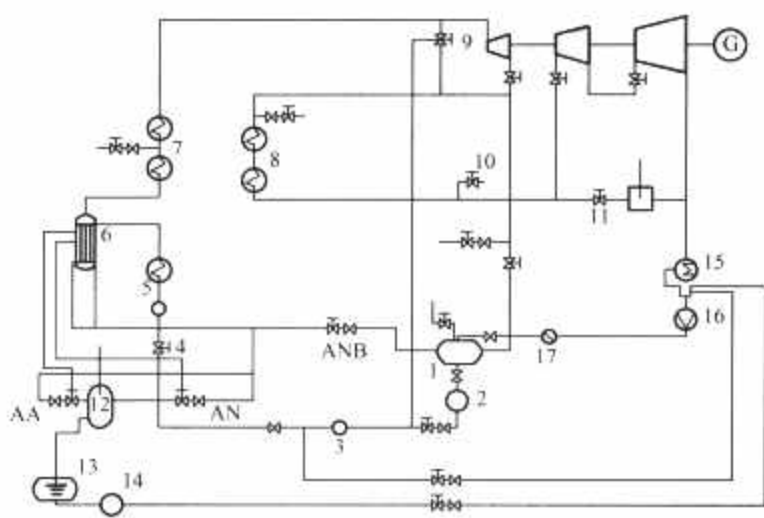


图 8.7-3 带扩容器的启动系统

- 1—除氧器水箱；2—给水泵；3—高压加热器；4—给水调节阀；5—省煤器；6—启动分离器；7—过热器；8—再热器；9—高压旁路阀；10—再热器安全阀；11—低压旁路阀；12—大气式扩容器；13—输水箱；14—疏水泵；15—冷凝箱；16—凝水泵；17—低压加热器；AA—分离器疏水阀；AN—分离器水位控制阀；ANB—分离器水位控制旁路阀

气式扩容器，扩容成饱和蒸汽直接排入大气，剩下的饱和水流入疏水箱。随着燃料投放量的增加，水冷壁出口工质成为微过热蒸汽，其水分离器转入干态运行，此时 AA 阀、AN 阀及 ANB 阀关闭，锅炉转为直流运行方式。

4) 带启动疏水热交换器的启动系统。带启动疏水热交换器的启动系统如图 8.7-4 所示。

由图 8.7-4 可见,启动过程中汽水分离器的疏水通过启动疏水热交换器后分为两路:一路经 ANB 阀流入除氧器水箱;而另一路经过并联的 AN 阀和 AA 阀流入凝汽器之前的疏水箱并进入凝汽器。在启动疏水热交换器、省煤器及水冷壁中吸收了烟气热量的汽水分离器疏水和锅炉给水进行热交换,从而减少了疏水热损失。

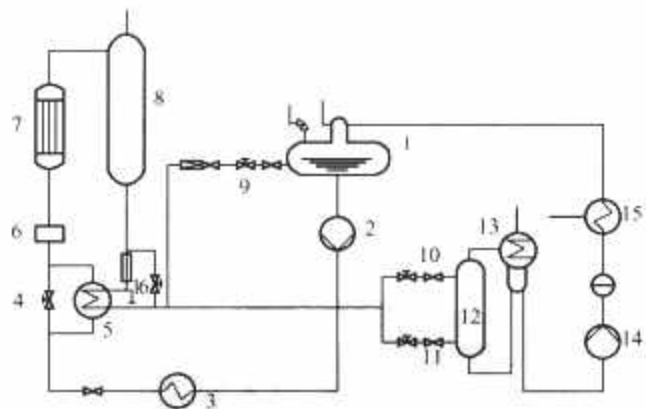


图 8.7-4 帶启动疏水热交换器的启动系统

- 1—除氧器水箱；2—给水泵；3—高压加热器；4—给水调节阀；
5—启动疏水热交换器；6—省煤器；7—水冷壁；8—启动分离器；
9—分离器水位控制旁路阀（ANB 阀）；10—分离器水位控制阀
（AN 阀）；11—分离器疏水阀（AA 阀）；12—疏水箱；13—凝汽
器；14—凝水泵；15—低压加热器；16—旁路隔绝阀

(2) 外置式分离器启动系统。外置式分离器只是在启动初期投入运行, 直流运行时解除, 故又称为启动分离器。图 8.7-5 所示为复合循环旁路系统, 启动时由电动水泵给锅炉上水, 给水量一般为 5%~10%, 并设置有锅炉节流阀 BT 和节流旁路阀 BTB, 作用为控制水冷壁的压力在规定范围内。

该系统启动过程为: 锅炉点火后, 随着水冷壁工质温度的升高, BEB 阀开启, 开足后开启 BE 阀控制水冷壁压力。

此时 BT、BTB 阀关闭。分离器分离出来的蒸汽经锅炉启动送汽阀 SA 送至过热器升温及主蒸汽管道暖管，其疏水经汽轮机旁路阀 SD 送至凝汽器。分离器的蒸汽也可经 DA 阀送至除氧器或经 AA 阀作辅助汽源。当分离器达 6MPa 时，用 SP 阀控制压力不变，水位由 WD 控制。锅炉节流阀（BT、BTB）前工质温度达 415℃ 时，进入分离器工质完全变成蒸汽，关闭 WD。之后开始切除分离器的操作，由 BT、BTB 阀减压，蒸汽进入过热器。

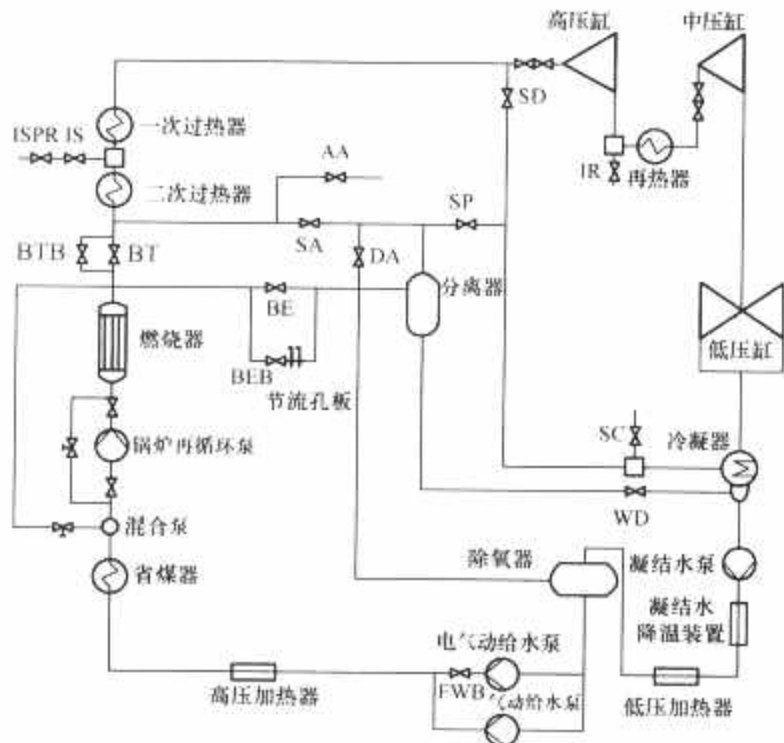


图 8.7-5 复合循环旁路系统

BT—锅炉节流阀；BTB—锅炉节流旁路阀；SA—锅炉启动送汽阀；BE—锅炉启动抽气阀；BEB—锅炉启动抽气旁路阀；SP—分离器放气阀；DA—除氧器加热阀；WD—分离器疏水阀；SD—汽轮机旁路阀；AA—辅助蒸汽阀；IS—过热器喷水调节阀；ISPR—过热器喷水压力调节阀；IR—再热器喷水调节阀；SC—启动减温阀；FWB—给水调节阀

2.2.2 锅炉启动系统的选择

目前采用的锅炉启动系统的比较见图 8.7-6。

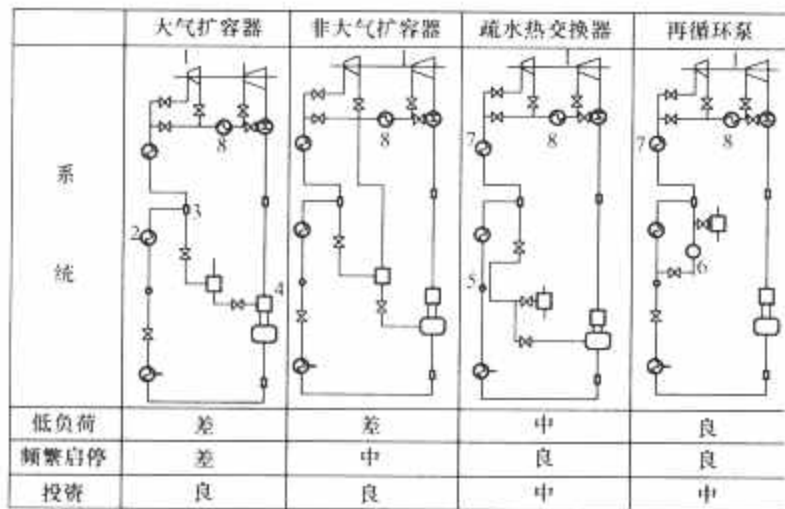


图 8.7-6 几种内置式分离器启动系统的比较

1—汽轮机；2—炉膛；3—分离器；4—扩容器；5—启动疏水平热交换器；6—再循环泵；7—过热器；8—再热器

从图 8.7-6 中可看出，启动疏水热交换式和带再循环的启动系统具有良好的极低负荷运行和频繁启动特性，适用于带中间负荷或两班制运行；扩容式（大气式和非大气式）低负荷和频繁启停特性较差，但初投资较前者少，适用于带基本负荷的电厂。因此，在选择锅炉启动系统时，必须先考虑

机组是带基本负荷运转为主还是经常启停运行为主，了解选用的燃烧设备情况后，再确定最适宜的启动系统。

2.2.3 锅炉启动系统的运行

国内超临界、超超临界锅炉大部分配置带 BCP 的启动系统和不带 BCP 的启动系统，下面对两种启动系统的运行方式进行介绍。

（1）带 BCP 的启动系统。如图 8.7-1 所示，在锅炉启动工况下，大循环管路是在冷启动时供水再循环和启动过渡阶段控制分离器贮水罐水位用。在冷启动时，锅炉先要进行冷态清洗，清洗后的炉水通过 361 阀后的排污管排出系统，水质达到一定要求后，关闭 361 出口排污阀，炉水通过 361 阀到凝汽器，进行锅炉供水再循环。此时启动循环泵，锅炉点火，进行热态清洗，根据炉水质量确定是否升温升压。升温升压时锅炉水循环通过 BCP 和锅炉给水泵相互协调配合来满足要求的最低流量。此时 361 旁路主要用作分离器贮水罐水位控制。在汽水分离器进口的水全部变为蒸汽时，汽水分离器为干态运行，锅炉进入直流运行状态。BCP 停运，360 阀、361 阀关闭，锅炉进入滑压运行状态。

在停炉、快速降负荷或 MFT 工况下，在锅炉由直流运行变为循环运行时，启动 361 旁路及再循环泵来进行循环，此时通过调节分离器出口的压力参数进行控制。随后的操作由锅炉给水泵和再循环泵进行协调配合来满足运行要求。

（2）不带 BCP 的启动系统。如图 8.7-2 所示，由于是独立管路，在直流运行前，送至省煤器的水经水冷壁加热后，送到汽水分离器，流体在汽水分离器内分离成水和饱和蒸汽。水在分离器贮水罐水位控制阀（361 阀）的控制下，由分离器贮水罐再返至凝汽器，这一阶段为循环运行。361 阀在循环运行时，使汽水分离器分离出多余的水（需确保 BFP 提供大于保护炉膛最少给水量）由贮水罐回到凝汽器，从而使控制汽水分离器水位在允许范围内。阀的开启程度由汽水分离器贮水罐水位控制程序决定。

2.2.4 超临界、超超临界锅炉的启动与停运

根据超临界、超超临界锅炉配置启动系统的不同，锅炉的启动分为冷态启动；温态启动；热态启动和极热态启动，对带与不带 BCP 循环泵启动系统的超临界、超超临界锅炉的启动均需要经过下列操作步骤。

（1）锅炉清洗。为了保证锅炉受热内表面的清洁，对停运时间超过 150h 以上的机组应进行锅炉清洗。锅炉清洗包括冷态清洗和热态清洗，冷态清洗又分为开式清洗和循环清洗两个阶段，清洗水量推荐取 25%BMCR 的清洗流量。

当省煤器入口水的电导率小于 1μS/cm，含铁量小于 100×10⁻⁹，pH 值在 9.3~9.5 之间时，冷态清洗完成。

随后锅炉点火进行热态清洗，当过热器顶棚出口介质升温至 190℃ 时，应停止锅炉升温升压，进行水质检查，当省煤器入口水的含铁量小于 50×10⁻⁹ 时，热态清洗结束。

（2）锅炉升温升压。当热态清洗完成后，应调节汽轮机旁路系统以使蒸汽温度满足汽轮机冲转条件。在汽轮机旁路系统投入使用时，过热蒸汽首先经过高压旁路，其压力和温度降到汽轮机高压缸排汽参数后进入再热器，再热后的蒸汽再进入低压旁路，进一步降低参数，最后引入凝汽器。

（3）汽轮机冲转、并网。当锅炉蒸汽参数达到汽轮机供汽条件后，汽轮机冲转。提高汽轮机转速，至额定转速后并网。

（4）锅炉湿—干态转换。锅炉点火启动并网后，在 25%BMCR 给水流量的前提下，在某一压力（一般为 8.92MPa）的定压下运行，必须实现湿/干态转换。循环运

行转直流运行是锅炉继续使负荷上升的重要环节,同时涉及多个阀门和管路流量的切换控制,运行人员应熟悉操作过程,重要的条件就是控制分离器入口工质温度应高于饱和温度 $20\sim 30^{\circ}\text{C}$,关键点就是控制燃料和给水的比例。

启动磨煤机供应煤粉,在升到一定负荷时,关闭全部高低压汽轮机旁路阀,贮水罐水位逐渐下降,贮水罐水位调节阀(361阀)也将逐渐关小,在湿态完全转换成干态后,锅炉进入直流运行,361阀全关。以后的锅炉的操作与亚临界锅炉相似。

2.2.5 参数的提高对汽轮机组启动的影响

超临界参数给汽轮机带来的问题是要承受更高的蒸汽压力,主要是高压缸,特别是进汽部分,如主汽门、调门、进汽室与调节级,而中、低压缸的工作状态与亚临界机组没有区别。超临界汽轮机高压部分壁厚都比亚临界厚,这就给机组启停带来了热应力问题,并影响启动时间。因此,超临界、超超临界汽轮机的启动有下列特点。

(1) 热应力控制启停。机组具有热应力计算和控制功能。它能计算高压转子和中压转子的热应力,自动设定升速率,实现转速自动控制,并将实时热应力值同极限值比较。当任一热应力超过极限值时,发出保持转速或保持负荷的信号。这种方法,一方面增加了机组工况变化的可靠性,又在安全的基础上,缩短了启停时间,同时也减轻了运行人员的操作负担。

在机组运行过程中,系统还根据汽轮机转子热应力对汽轮机周期性寿命消耗进行计算。

(2) 旁路参与启停控制。高低压旁路系统参与启停控制同时起到锅炉过热器安全门的作用,故锅炉出口到汽轮机之间不设任何隔绝门。锅炉开始点火后产生的蒸汽直接通到汽轮机高压缸入口的主汽门前,同时又通过高压旁路经锅炉再热器到中压缸主汽门前,然后通过低压旁路(65%容量)排入凝汽器。由于高、低压旁路参与运行,在机组启动和事故情况下,锅炉和汽轮机可以做到不相牵连而单独运行。同时,低压旁路使中、低压缸单独运行成为可能,可以按照需要控制汽轮机的暖机和冲转过程。低压旁路还具有保证和控制再热器压力的作用。

(3) 启动方式。上海汽轮机厂、哈尔滨汽轮机厂生产的600MW超临界机组既可采用高压缸启动,也可采用高、中压缸同时控制的启动方式。但后者使用较广泛,它采用双回路系统:即高压缸—高压排汽通风阀—凝汽器回路,以及中低压缸—凝汽器回路。东方汽轮机厂生产的600MW机组,结合冲动式机组的特点,为减小汽缸和转子的热应力,缩短启动时间,以中压缸启动为主,在旁路失效时也可采用高压缸启动。

(4) 机组启动状态的划分。机组启动状态的划分有的以停机到重新启动的时间间隔长短来划分;也有的以重新启动时汽缸金属温度的高低来划分。有的把状态划分为四态:冷态、温态、热态、极热态;也有的仅分成三种状态:冷态、温态和热态(或是极热态)。尽管划分状态的方法有所不同,但都是以在保证安全的条件下尽可能地缩短启动时间为原则的。

对高中压缸联合启动的机组一般以第一级金属温度、高压汽轮机转子平均温度或停机时间的长短来判断机组的启动状态。而采用中压缸启动的机组以中压内缸壁温来判断机组的启动状态。

哈尔滨汽轮机厂600MW机组(高中压缸联合启动)。

1) 冷态启动:第一级金属温度小于 120°C ,长期停机

之后。

2) 温态—1启动: $120^{\circ}\text{C}\leq$ 第一级金属温度 $<280^{\circ}\text{C}$,停机超过72h。

3) 温态—2启动: $280^{\circ}\text{C}\leq$ 第一级金属温度 $<415^{\circ}\text{C}$,停机10~72h。

4) 热态启动: $415^{\circ}\text{C}\leq$ 第一级金属温度 $<450^{\circ}\text{C}$,停机1~10h。

5) 极热态启动: $450^{\circ}\text{C}\leq$ 第一级金属温度,停机不到1h。

东方汽轮机厂600MW机组(中压缸启动)。

根据中压内缸壁温 t 的高低划分。

1) 冷态启动: $t<305^{\circ}\text{C}$ 。

2) 温态: $305^{\circ}\text{C}\leq t<420^{\circ}\text{C}$ 。

3) 热态启动: $420^{\circ}\text{C}\leq t<490^{\circ}\text{C}$ 。

4) 极热态启动: $490^{\circ}\text{C}\leq t$ 。

上海汽轮机厂1000MW机组(高压缸启动)。

1) 汽轮机冷态启动—锅炉冷态启动:高压汽轮机转子平均温度小于 150°C 。

2) 汽轮机冷启动—汽轮机旁路投入运行:高压汽轮机转子平均温度小于 150°C 。

3) 汽轮机温态启动:高压汽轮机转子平均温度 $150^{\circ}\text{C}<t<400^{\circ}\text{C}$ 。

4) 汽轮机热态启动:高压汽轮机转子平均温度 $t>400^{\circ}\text{C}$ 。

2.3 机组旁路系统

超临界及超超临界机组旁路系统作为机组的重要辅助系统,其配置的优劣将直接影响机组的安全性和经济性。

2.3.1 旁路系统的主要功能和形式

(1) 旁路系统的主要功能。

1) 改善机组的启动性能。旁路系统可以控制锅炉蒸汽温度使之与汽轮机汽缸金属温度较快地匹配,从而缩短机组启动时间和减少蒸汽向空排放,减少汽轮机循环寿命损耗,实现机组的最佳启动。

2) 安全保护的功能。机组正常运行时,高压旁路装置具有超压安全保护的功能。锅炉超压时高压旁路开启,减少PCV阀和安全阀启跳,并按照机组主蒸汽压力进行自动调节直到恢复正常值。

3) 适应机组定压运行和滑压运行方式。

4) 当汽轮机发生故障时,可采用停机不停炉的运行方式;或电网出现故障时,机组带厂用电运行,有利于尽快恢复供电,缩小事故范围。

5) 启动和甩负荷或减负荷时,可保护布置在烟温较高区的再热器,以防烧坏。

6) 启动时,使蒸汽的固体小颗粒通过旁路进入凝汽器,从而防止汽轮机调速汽门、喷嘴及叶片的颗粒侵蚀。

7) 对配有安全功能的100%容量的高压旁路三用阀系统,既能在保证汽轮机寿命的前提下缩短启动时间,又能在汽轮机快速降负荷时取代锅炉安全阀的作用。

8) 回收工质,减轻噪声。启动或甩负荷时回收工质,降低对空排汽噪声。

(2) 旁路系统的主要形式。

1) 二级旁路系统。该旁路系统适应性强、运行灵活,满足机组的各种运行工况兼有大旁路系统和两级串联旁路系统的优点。但系统复杂,钢材消耗量大,投资昂贵,现在基本上已不再采用。

2) 三用阀旁路系统。该系统的特点是高压旁路阀兼有启动调节阀、减温减压阀和安全阀的作用, 因此称为三用阀旁路系统。三用阀旁路系统也是由高、低压旁路组成的两级串联旁路系统。但容量配置较大, 一般推荐采用 100% 容量的高压旁路及 60%~70% 容量的低压旁路, 并设置带有附加控制的再热器安全阀。三用阀是可控的, 能实现快速自动跟踪超压保护, 省去了锅炉过热器安全阀, 通过调节控制汽压以适应机组不同工况的滑参数启停和运行。机组甩负荷后锅炉不立即熄火, 能带厂用电运行, 事故排除后即可重新投入, 既减少锅炉启停次数, 又减轻了对汽轮机的热冲击, 缩短恢复时间。三用阀的结构尺寸小, 便于布置和检修。因为三用阀具有多种功能, 对热控和调节系统等方面的要求高, 液压控制难度大, 耗功较大, 全容量旁路系统的管道尺寸增加, 使投资昂贵。

3) 一级大旁路系统。采用一级大旁路系统的机组, 其旁路系统投入时主蒸汽经减压减温后快速直接排入凝汽器。旁路的功能只是为了冷、热态启动和回收工质。旁路容量为 35% BMCR 左右。在机组甩负荷时, 由于旁路容量不能满足安全门动作容量 (约为 42% BMCR), 因此安全阀需要动作。

该旁路系统的优点是系统简单, 投资小, 便于操作, 可满足机组启动、停机过程中回收工质, 加快启动速度的要求; 缺点是再热蒸汽系统的暖管升温受到限制, 对机组的热态启动不利, 蒸汽未流经再热器系统, 使锅炉再热系统的材质、布置及再热器区的烟气温度受到限制, 对再热器不能起到保护作用。在运行中, 旁路系统调节灵活性不高, 负荷适应性较差, 此类旁路适用带基本负荷的机组。

4) 两级串联旁路系统。该系统的特点是在机组启动和甩负荷时能保护再热器, 防止其干烧损坏; 能够满足热态启动时蒸汽温度与汽缸金属壁温匹配的要求, 缩短机组在各种工况下的启动时间, 满足机组带中间负荷及调峰的需要。此系统适应性较强, 是目前国内大容量火电机组普遍采用的一种旁路形式。高、低压两级串联旁路系统结构如图 8.7-7 所示。

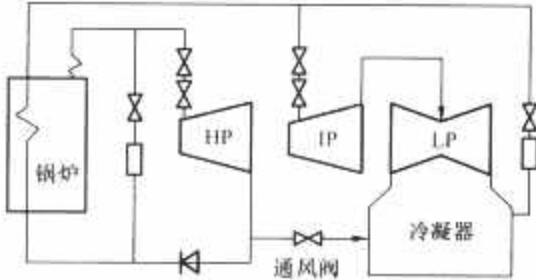


图 8.7-7 高、低压两级串联旁路系统结构

2.3.2 旁路系统参数及容量的选择

2.3.2.1 旁路系统参数的选择

鉴于旁路需满足机组的各种启动工况的要求, 因此旁路系统参数应根据制造厂热平衡图和启动曲线的要求分别按各种工况确定。

(1) 高压旁路阀前参数。高压旁路阀前参数应选择汽轮机高压缸进汽参数。根据热平衡图在标准工况下如超临界机组可取高压旁路阀进汽压力为 24.2MPa, 温度为 566℃。在启动工况下, 根据启动曲线取高压旁路阀进汽压力为 8.4MPa。

(2) 高压旁路阀后参数。高压旁路阀后参数的选择是整个旁路系统的关键, 决定了整个旁路系统的设计。如果该压力选择太高, 会导致启动时高压缸排汽管压力过高, 将引起高压缸排汽不畅通, 导致高压缸末级叶片呈鼓风状态而过

热。而阀后压力选择过低, 则低压旁路阀前参数也随之变低, 蒸汽比体积增大, 导致低压旁路通流能力减弱。

通常, 在标准工况下取高压缸排汽参数; 在启动工况下, 高旁阀后压力温度应满足制造厂的要求。

(3) 低压旁路阀前参数。低压旁路阀前压力参数的选择应与高压旁路阀后的压力参数相适应, 即取高压旁路阀后压力减去再热器及再热管系的压降。

(4) 低压旁路阀后参数。在标准工况下, 低压旁路阀后压力一般按经验取为 0.586MPa, 温度取该压力下的饱和温度 158℃。

2.3.2.2 旁路系统形式的选择

(1) 高压一级大旁路和一级串联旁路。从技术安全性上讲, 一级串联旁路和一级大旁路对于超 (超) 临界机组均是可行、适用的。

从经济性上讲, 高压一级大旁路系统配置大大简化, 比一级串联旁路方式的系统配置节省了初期投资; 从检修维护上讲, 从国内许多电厂旁路系统的运行、检修和维护经验看, 旁路系统越复杂, 其安全可靠性能越差, 检修维护量越大。

超临界、超超临界机组汽轮机启动方式确定为带高压一级简化大旁路的高压缸启动方式。旁路系统选择仅考虑机组启动的功能, 不考虑满足机组甩负荷等要求, 为启动简化旁路, 高压旁路的容量选择为 25% BMCR (锅炉最大额定出力)。

(2) 三用阀旁路系统。对于具有 FCB 功能的超临界、超超临界机组, 在从满负荷跌至厂用电或零, 一般要求锅炉负荷从 100% 减至 50%, 一般需 60s, 在此期间, 为避免过热器和再热器管子过热, 也为避免过热器安全阀动作, 高压旁路容量至少要 75% BMCR 并加上 20% BMCR 的释放阀容量, 低压旁路容量可以采用 50% BMCR 加上 100% BMCR 的再热器释放阀容量。

高压旁路阀开启时间长短, 影响机组 FCB 的性能, 其开启时间和动作压力见表 8.7-4, 低压旁路开启时间约为 5s。

表 8.7-4 高压旁路开启时间和动作压力

项目	安全阀功能	快开功能	正常运行
高压旁路开启时间(s)	≤3	3~5	20
动作压力(MPa)	27.27	26.1	25.1

表 8.7-5 给出了三种高压旁路容量和阀门开启时间, 其中只有第三种情况才能满足 FCB 的需要。

因此, 具备 FCB 功能的超临界机组, 其旁路系统的容量要足够大, 高压旁路阀应具备安全阀和快开功能, 这样的旁路系统对热控和调节系统等方面的要求高, 控制难度大, 全容量旁路系统的管道尺寸增加, 使其投资昂贵。因此, 对机组是否要求具备 FCB 功能应该综合考虑。

表 8.7-5 三种高压旁路容量和阀门开启时间

情况	高压旁路容量 (%)	阀门开启时间 (s)	最大压力 (MPa)	回复时间 (s)
1	76	23	27.44	70
2	55	23	27.73	120
3	76	3	26.75	60

如果考虑旁路系统应能满足的停机不停炉工况、带厂用电运行工况和 FCB 功能分析, 则可以采用具有安全阀功能的 100% 容量三用阀旁路系统。

2.3.3 典型超临界、超超临界机组旁路系统的容量和配置

旁路系统容量是指额定参数下旁路系统的通流能力,可用锅炉 BMCR 工况参数下的通流能力与相应的锅炉蒸发量之比来表述。

$$\text{高压旁路容量} = \frac{\text{锅炉 BMCR 工况下主蒸汽参数下高压旁路阀全开流量}}{\text{锅炉 BMCR 工况下主蒸汽流量}}$$

$$\text{低压旁路容量} = \frac{\text{锅炉 BMCR 工况下主蒸汽参数下低压旁路阀全开流量}}{\text{锅炉 BMCR 工况下再热蒸汽流量}}$$

旁路系统的容量应该根据旁路系统需要达到的设计功能来选择。

(1) 一级大旁路系统。

1) 前苏联 500MW 和 800MW 超临界机组的启动装置由锅炉启动系统和汽轮机启动系统组成。锅炉启动系统由内置阀、启动分离器和启动扩容器组成,在启动初期锅炉带分离器运行,当负荷高于 40% 额定负荷以上时,锅炉转为直流运行,将启动分离器切除,分离器作为旁路运行。汽轮机配置的启动旁路系统均为快速动作的一级大旁路系统,蒸汽流量为 1000t/h,压力为 24MPa/0.9MPa,温度为 545℃/200℃;另外配备有自用旁路,蒸汽流量为 600t/h,压力为 24MPa/4.0MPa,温度为 545℃/400℃。自用旁路主要用于向辅助蒸汽母管供汽和机组启动期间预热再热冷段管路。

2) 国内已投运的采用一级大旁路系统的超临界机组有南京电厂 300MW 超临界机组、华能汕头超临界机组、华能太仓超临界机组。

3) 日立已投运的超超临界 1000MW 机组因仅配 10%~20% 的一级旁路,只能采用高压缸启动。

4) 邹县电厂 2×1000MW 超超临界机组配置高压一级大旁路系统旁路阀的主要技术参数:设计入口压力为 27.03MPa;出口蒸汽压力为 1.6MPa;设计入口温度为 610℃;出口蒸汽温度为 250℃。

(2) 三用阀旁路系统。石洞口二厂 2×600MW 超临界机组采用 100% 高压旁路和 65% 的低压旁路,以及再热器进出口安全阀的三用阀旁路系统。由于高压旁路系统兼备锅炉出门安全阀的功能,因此锅炉出口不再另设安全阀。

(3) 二级串联旁路系统。

沁北电厂一期 2×600MW 机组旁路系统采用 30% BMCR 的两级串联旁路系统。

玉环 1000MW 机组选用了高、低压两级串联旁路系统,高旁容量为 40% BMCR,低旁容量为 40% BMCR+高压旁路喷水量,旁路容量考虑 10% 的裕量,旁路阀的主要技术参数如下。

设计入口蒸汽压力:高压旁阀为 26.25MPa;低压旁路阀为 5.746MPa。

设计入口蒸汽温度:高压旁路阀为 600℃;低压旁路阀为 600℃。

设计出口蒸汽压力:高压旁路阀为 6.393MPa;低压旁路阀为 0.86MPa。

设计出口蒸汽温度:高压旁路阀为 377.8℃;低压旁路阀为 180℃。

(4) 三级旁路系统。盘山电厂一期 2×500MW 机组及伊敏电厂一期 2×500MW 机组是前苏联引进的设备。旁路系统由两部分组成。大旁路采用电动快速排放装置,由主蒸汽经减压减温后直通凝汽器,容量为 740t/h,入口蒸汽压力为 25MPa、蒸汽温度为 540℃,出口蒸汽压力为 1.18MPa、温度为 250℃。小旁路选用厂用电动快速排放装置,在机组甩负荷时,将蒸汽送入厂用蒸汽联箱,供给水泵

汽轮机、除氧器、轴封等用汽,其容量为 600t/h,入口蒸汽压力为 25MPa、温度为 540℃,出口蒸汽压力为 3.9MPa、温度为 380℃。低压旁路由再热热段排泄阀至凝汽器。

2.4 机组启动和停机特性

2.4.1 低负荷运行

在额定负荷时被设计成最经济的负荷,在低负荷时滑压运行,以保证电厂在额定负荷运行时,所有设备也在额定负荷运行。

超临界、超超临界机组在部分负荷滑压运行时的相对净效率见表 8.7-6。此外,超超临界机组的运行表明,在 80%~100% 负荷范围内,机组效率是基本不变的。

表 8.7-6 超临界、超超临界机组
在部分负荷滑压运行时的相对净效率

负荷 (%)	100	60	40
相对净效率 (%)	100	97.7	93.6

2.4.2 负荷变化范围

超临界、超超临界机组的负荷可在 10%~100% BMCR 之间变动,锅炉最低稳燃负荷约为 30% BMCR,在约 35% BMCR 以上时,机组纯直流运行。

2.4.3 负荷变动率

超临界、超超临界机组可能的负荷变动率见表 8.7-3。由于受厚壁部件热应力的限制,通常降负荷时的负荷变动率要比升负荷时要求严一些。

2.4.4 负荷阶跃

对于超超临界机组,在 70%~95% MCR 负荷范围内,能做到 5% 额定负荷的负荷阶跃,其中 2.5% 以上在 5s 内完成,其余 2.5% 在 30s 内完成,仅通过停止凝结水及相应的抽汽快关阀。在 70% 负荷以下另需采用汽轮机进汽阀节流来获得 5% 的负荷阶跃,也就是在负荷阶跃前,机组必须改进滑压运行方式。在 40% MCR 负荷时,为满足 5% 的负荷变动率,汽轮机节流约为 8%~10%。

2.4.5 启动时间

超临界和超超临界机组一些典型的启动时间见表 8.7-1 和表 8.7-2。

2.4.6 机组停运

机组的停运与亚临界机组相似,一般分为计划停机和计划检修和备用,这类停机的主要特点是:停机过程的操作和方法要满足检修工期的需要,尽量降低汽轮机的金属温度,使汽轮机能够尽快地开工,缩短检修时间。而非计划停机大都是在机组出现了故障,处在紧急情况下的停机。这类停机的主要特点是:运行人员应使汽轮机在安全的情况下尽快地停机,避免出现主、辅设备的损坏。

一般情况下,停机分为以下几个步骤:

- (1) 停机的准备工作。
- (2) 机组减负荷。
- (3) 机组负荷减至 0MW,发电机解列。
- (4) 汽轮机惰走及盘车。
- (5) 机组停运后的保养。

2.5 典型的超临界、超超临界机组的启动和停机特性

2.5.1 典型超临界机组启动和停机特性

2.5.1.1 600MW 超临界机组高中压缸联合启动方式

600MW 超临界机组高中压缸联合启动方式下的启动和停机特性参见图 8.7-8~图 8.7-12。

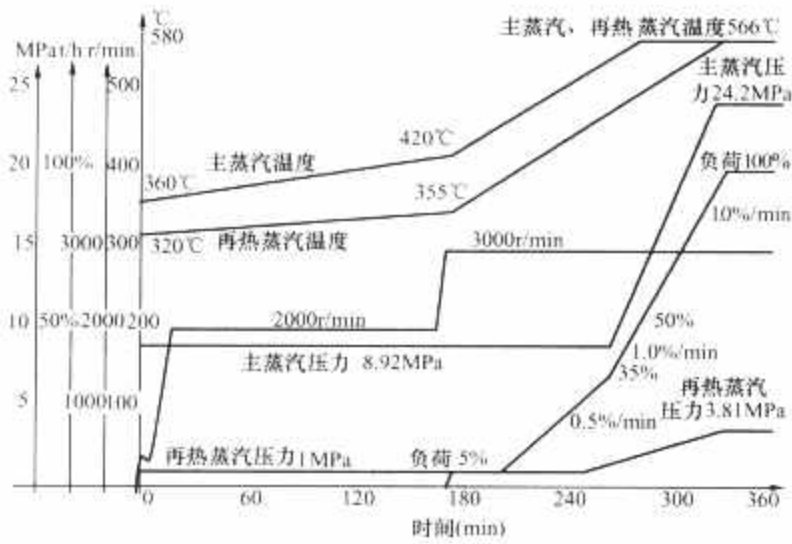


图 8.7-8 600MW 超临界机组冷态启动 ($T < 120^{\circ}\text{C}$)

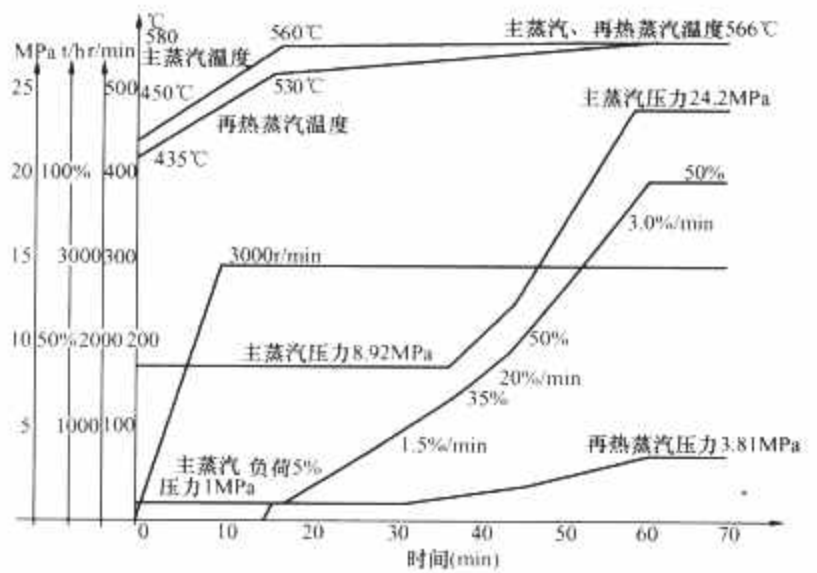


图 8.7-11 600MW 超临界机组热态启动 ($415^{\circ}\text{C} > T > 450^{\circ}\text{C}$)

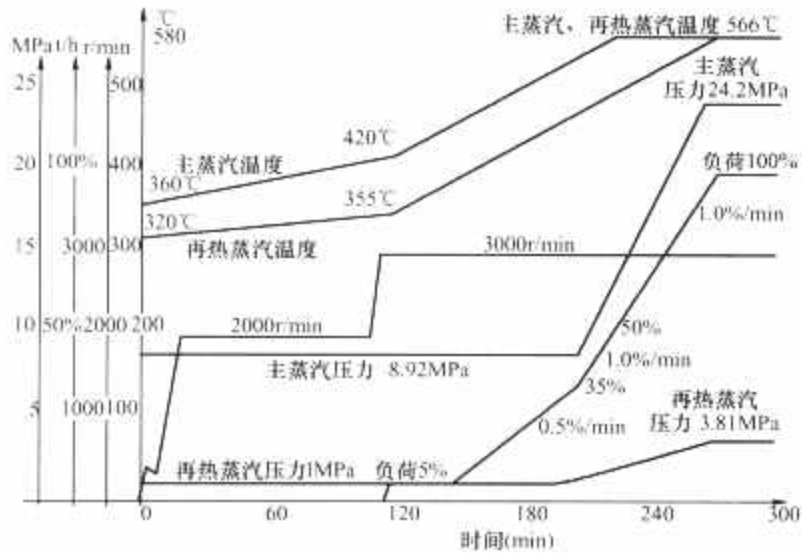


图 8.7-9 600MW 超临界机组温态启动—1 ($120^{\circ}\text{C} > T > 280^{\circ}\text{C}$)

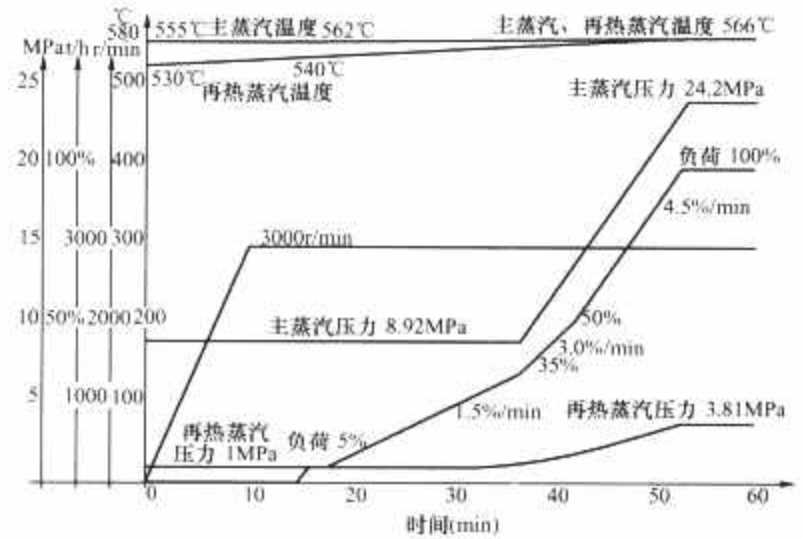


图 8.7-12 600MW 超临界机组极热态启动 ($T > 450^{\circ}\text{C}$)

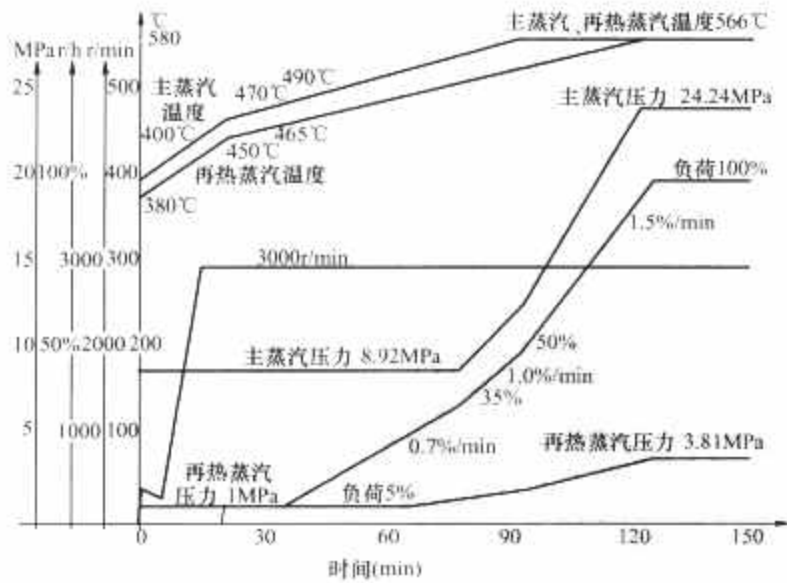


图 8.7-10 600MW 超临界机组温态启动—2 ($280^{\circ}\text{C} > T > 415^{\circ}\text{C}$)

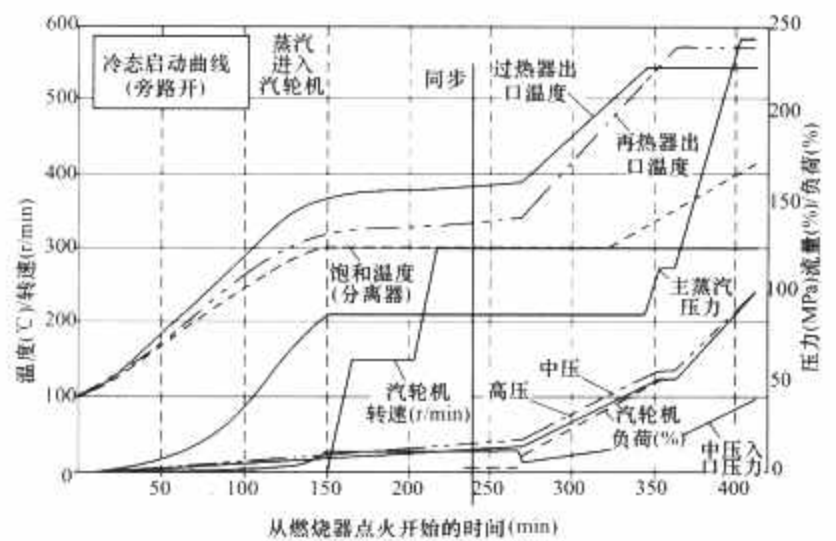


图 8.7-13 600MW 超临界机组冷态启动

2.5.1.2 600MW 超临界机组中压缸启动方式

600MW 超临界机组中压缸启动和停机特性见图 8.7-13~图 8.7-16。

2.5.2 典型 1000MW 超超临界机组启动特性

1) 玉环电厂 1000MW 超超临界机组启动特性曲线见图 8.7-17~图 8.7-20。

2) 邹县 1000MW 超超临界机组启动特性曲线见图 8.7-

21~图 8.7-25。

3 超临界、超超临界机组运行可靠性和经济性

3.1 超临界、超超临界机组运行可靠性

表 8.7-7 示出了我国近五年超临界机组运行可靠性指标。从表 8.7-7 中可以看出,超临界机组等效可用系数 2004 年已超过 90%,达到国际先进水平。

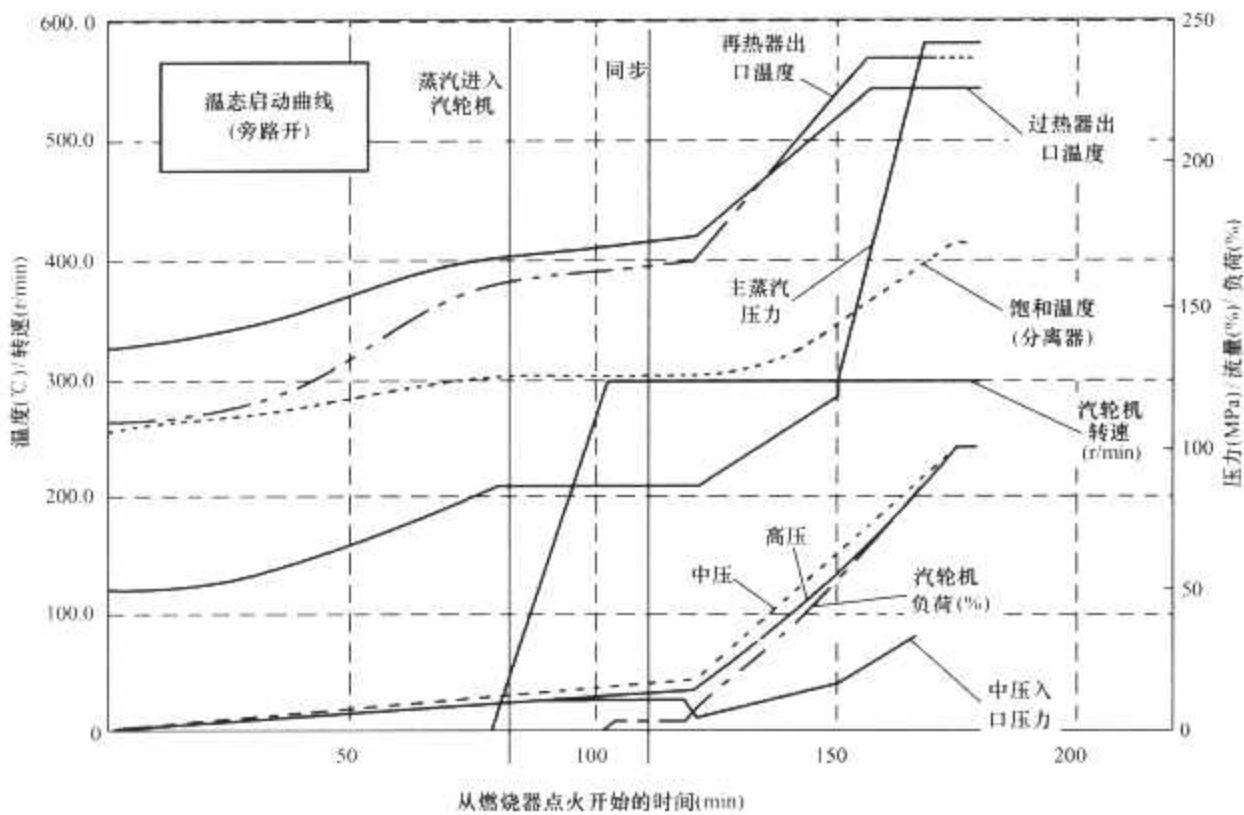


图 8.7-14 600MW 超临界机组温态启动

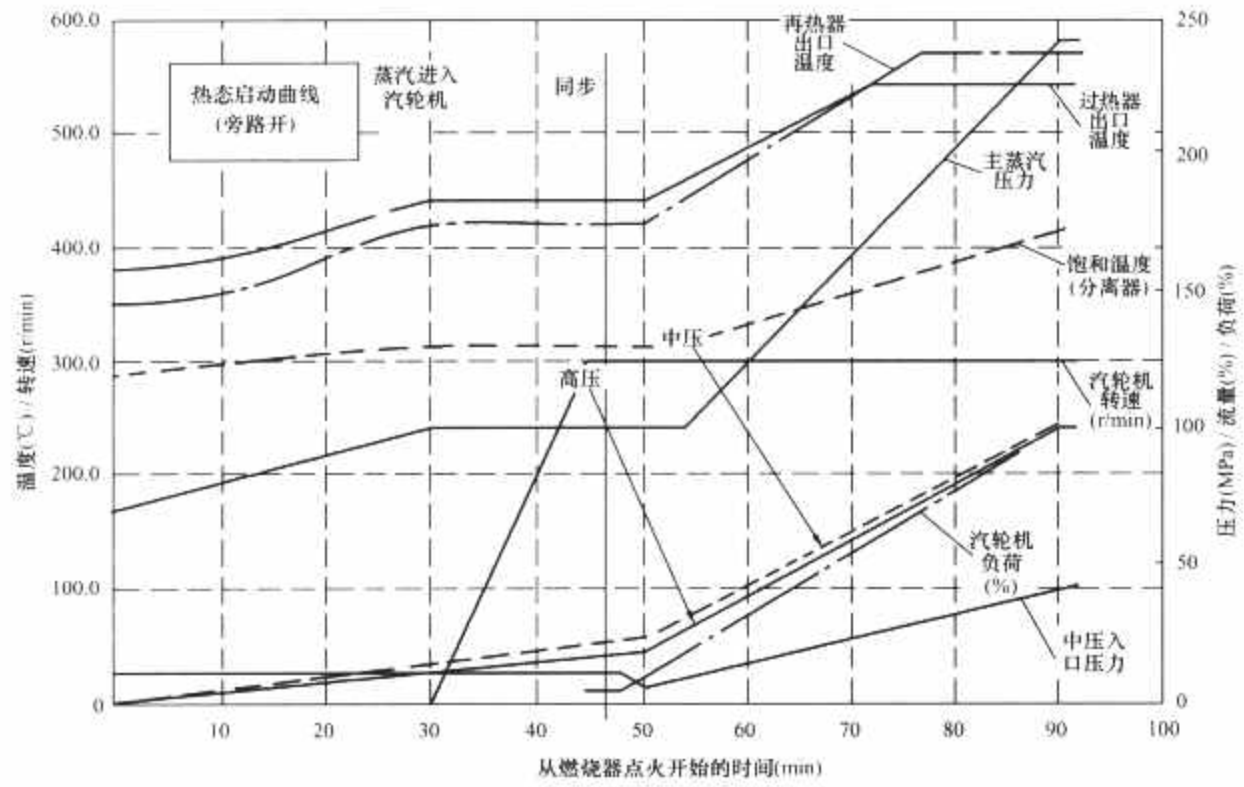


图 8.7-15 600MW 超临界机组热态启动

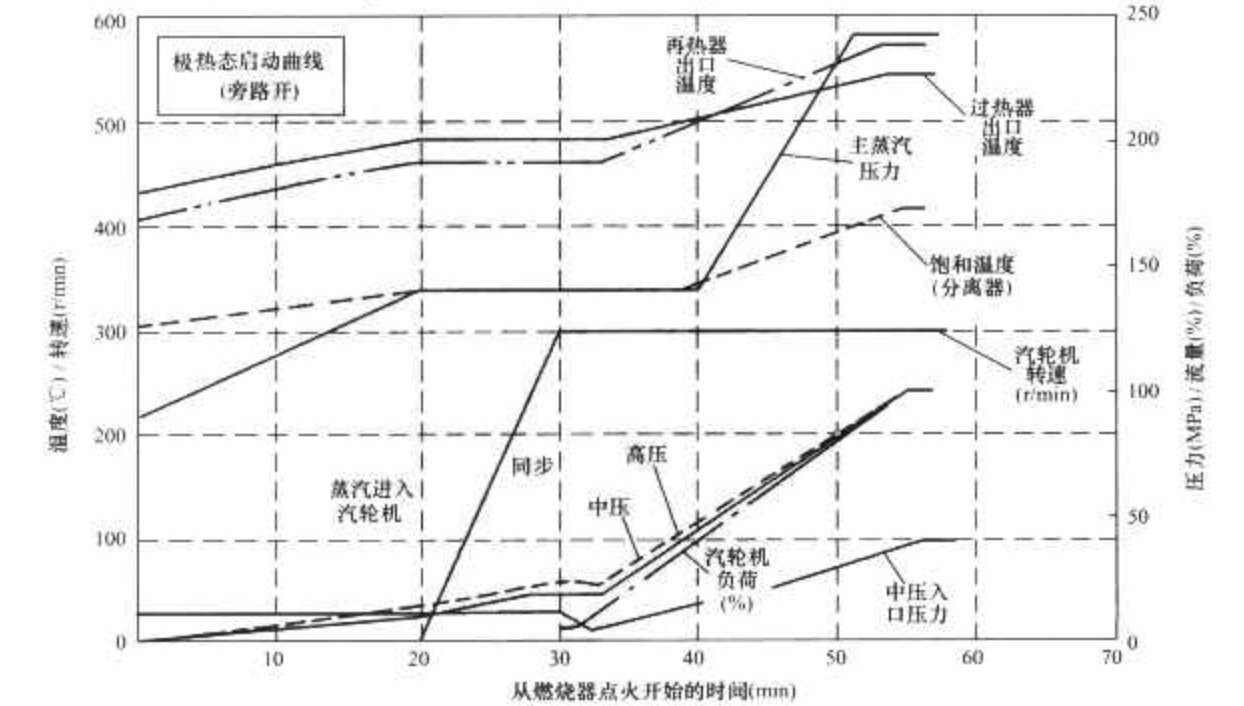


图 8.7-16 600MW 超临界机组极热态启动

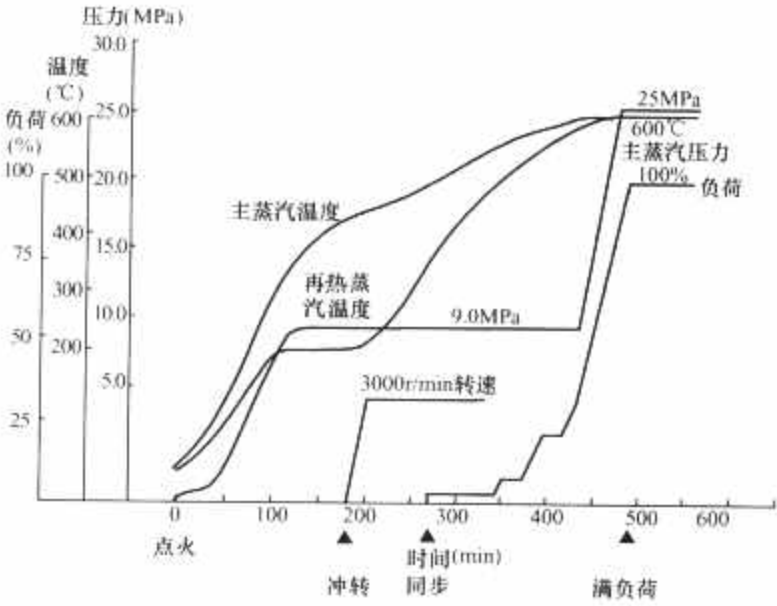


图 8.7-17 玉环电厂 1000MW 超超临界机组冷态启动

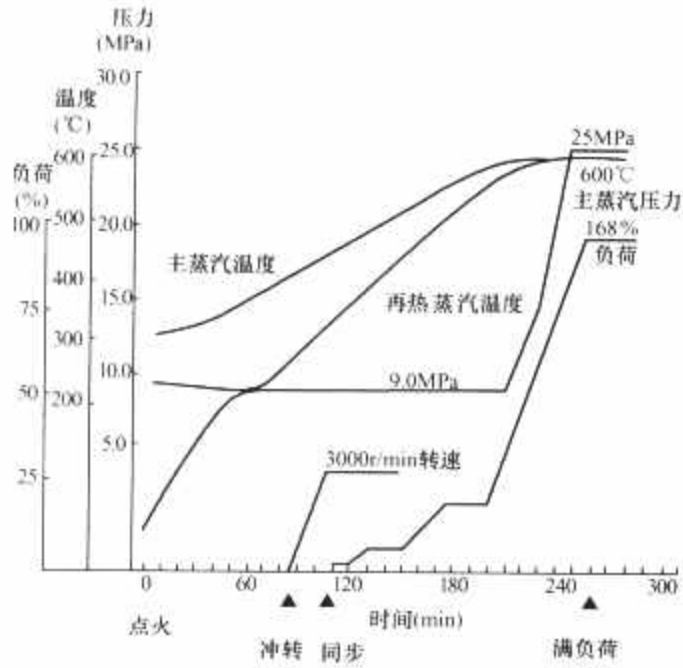


图 8.7-18 玉环电厂 1000MW 超超临界机组温态启动

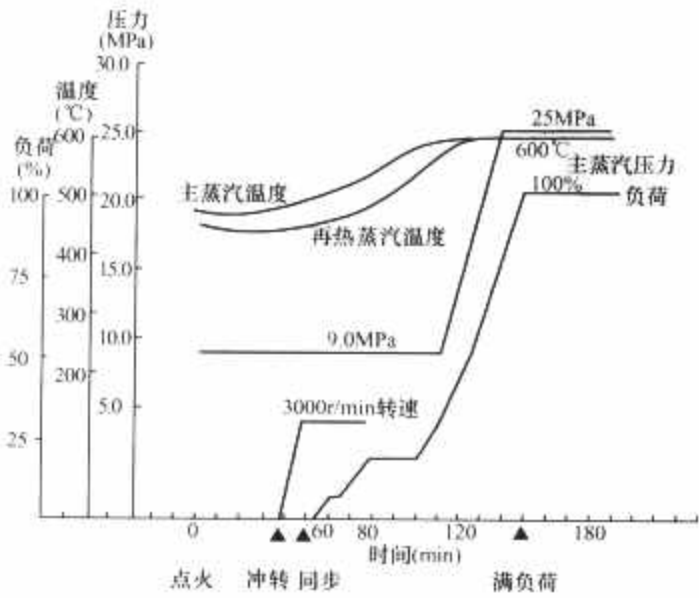


图 8.7-19 玉环电厂 1000MW 超超临界机组热态启动

表 8.7-7 我国近五年超临界机组运行可靠性指标

容量 (MW)	年度	统计 台数	等效可 用系数 (%)	等效强迫 停运率 (%)	非计划停 运次数 [次/(台·年)]
320	2000	4	79.78	1.89	3.24
	2001	4	91.01	1.06	2.25
	2002	4	89.66	0.97	3.50
	2003	4	90.97	0.75	2.25
	2004	4	94.27	0.32	2.24
500	2000	4	84.91	3.86	6.48
	2001	4	87.21	3.76	2.00
	2002	4	82.57	2.10	3.50
	2003	4	85.73	0.34	0.50
	2004	4	89.19	0.55	1.50
600	2000	2	91.25	0.05	1.99
	2001	2	93.33	0.16	2.00
	2002	2	93.44	0.12	2.50
	2003	2	91.45	0.21	1.50
	2004	6	91.81	0.96	2.66
800	2000	0	—	—	—
	2001	2	88.19	3.57	5.50
	2002	2	92.50	0.97	1.50
	2003	2	83.97	3.47	1.50
	2004	2	83.75	0.35	1.00
全部	2000	10	85.43	2.16	4.29
	2001	12	89.46	2.33	2.67
	2002	12	88.81	1.10	3.00
	2003	12	87.50	1.20	1.50
	2004	16	90.04	0.66	2.06

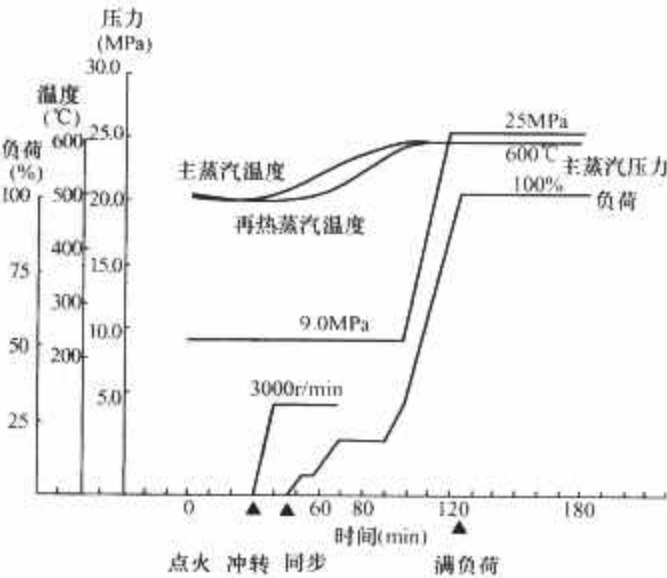


图 8.7-20 玉环电厂 1000MW 超超临界机组极热态启动

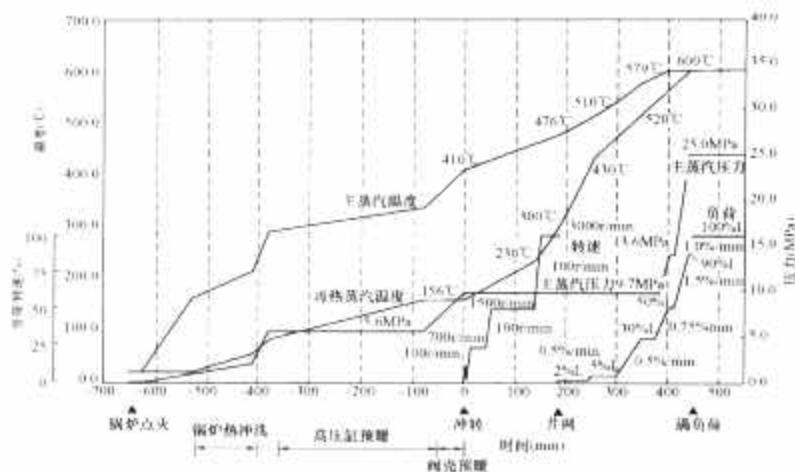


图 8.7-21 邹县电厂 1000MW 超超临界机组长期冷态启动曲线

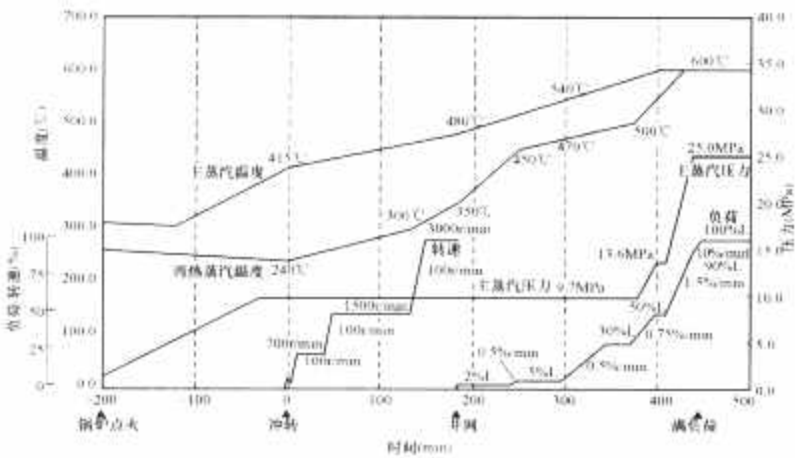


图 8.7-22 邹县电厂 1000MW 超超临界机组冷态启动曲线

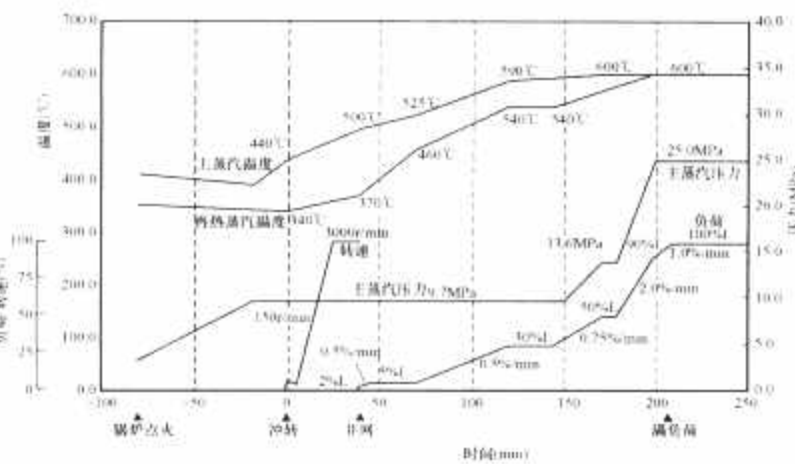


图 8.7-23 邹县电厂 1000MW 超超临界机组温态启动曲线

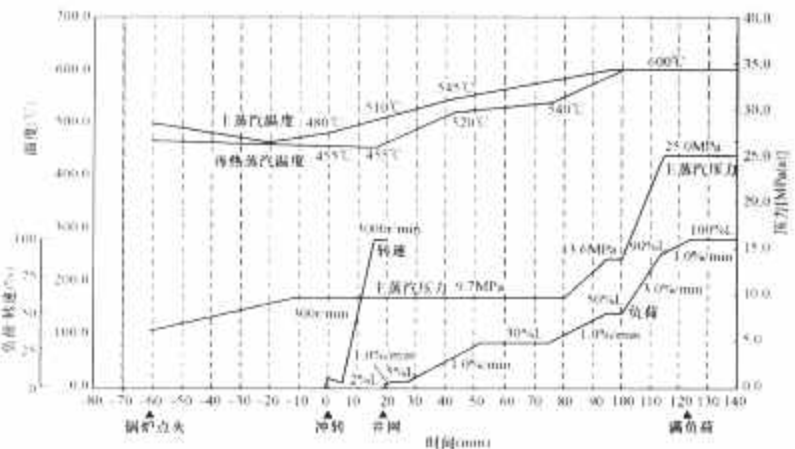


图 8.7-24 邹县电厂 1000MW 超超临界机组热态启动曲线

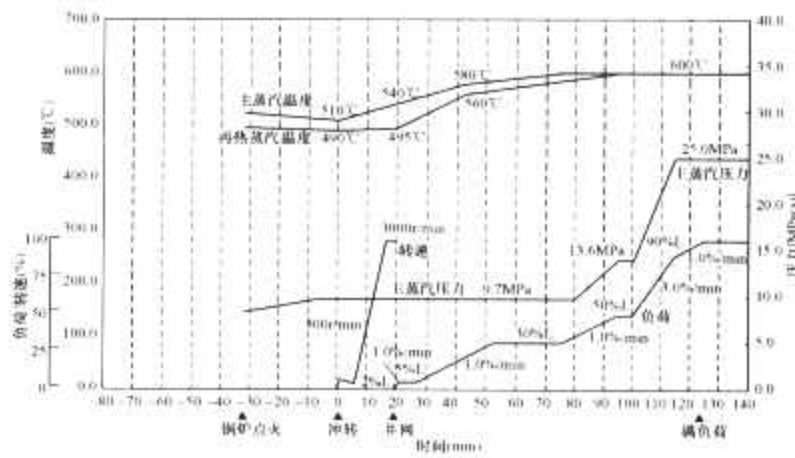


图 8.7-25 邹县电厂 1000MW 超超临界机组极热态启动曲线

3.2 超临界、超超临界机组运行经济性

3.2.1 超临界、超超临界机组经济性

3.2.1.1 几台进口的超临界机组的经济性

表 8.7-8 示出了我国近几年进口的几台超临界机组的经济性统计数据。随着设备水平、运行管理水平的不断提高，超临界机组的供电煤耗、厂用电率在逐年降低。苏联生产的超临界机组煤耗、厂用电率、热耗均较高。

表 8.7-8 我国近几年进口的几台超临界机组的经济性统计数据

电厂名称	机组容量 (MW)	时间	供电煤耗 (g/kWh)	厂用电率 (%)	汽轮机热耗 (kJ/kWh)	
					保证值	实测值
华能石洞口二厂	600	2001 年	311.1	3.95	7588.3	7543.9
		2002 年	310.9	3.94		
		2003 年	308.1	3.61		
绥中电厂	800	2002 年	313	6.04		
		2003 年	312.98	5.88		
天津盘山电厂	500	2000 年	332.14		7795.82	7842.57
华能伊敏电厂	500	2001 年	339	6.57		
		2002 年	333.1	5.9		
外高桥二电厂	900	2005 年	288.8	3.59	7602	7534

3.2.1.2 近期投运的国产 600MW 超临界机组的经济性

华能河南沁北发电厂规划总装机容量为 6×600MW 机组，一期工程为 2×600MW 机组，是国产化 600MW 超临界机组的首座电厂。

该机组于 2005 年 4~5 月进行了性能试验，该机组实际考核热耗率平均值为 7636.2kJ/kWh，高于保证热耗率 7522kJ/kWh。

镇江电厂 5 号机 600MW 超临界机组实测热耗为 7527.97kJ/kWh (1796kcal/kWh)，供电煤耗为 293g/kWh；锅炉效率为 94.12%，汽轮机：高压缸效率为 86.41%，中压缸效率为 92.17%，低压缸效率为 84.55%。

3.2.1.3 近期投运的国产 1000MW 超临界机组的经济性

玉环电厂 1 号机 1000MW 超临界机组实测热耗为 7295.8kJ/kWh，汽轮机：高压缸效率为 90.81%，中压缸效率为 93.27%。

玉环电厂 2 号机 1000MW 超临界机组实测热耗为 7314.9kJ/kWh (1746kcal/kWh)，汽轮机：高压缸效率为 90.87%，中压缸效率为 91.89%。

邹县电厂 1 号机 1000MW 超超临界火电机组实测热耗为 7330.94kJ/kWh，汽轮机：高压缸效率为 87.31%，中压缸效率为 92.37%。

3.2.2 超临界机组经济运行分析

华能石洞口二厂 2 号机组性能试验表明，当负荷低于 70%~80% 额定负荷时，高压缸效率开始明显下降，从而引起机组热耗率上升，因此其经济负荷应在 75% 额定负荷以上。

图 8.7-26 和图 8.7-27 所示为国内某汽轮机制造厂超临界 600MW 机组的设计热耗率随负荷变化的曲线，可以看出，当机组负荷在 75%~100% 额定负荷之间变化时，其热耗率变化不大，当机组负荷低于 75% 额定负荷时，机组热耗率明显上升，当机组负荷低于 60% 额定负荷时，机组热耗率将低于亚临界 300、600MW 机组。

因此，超临界机组的经济运行负荷应大于 75% 额定负荷。

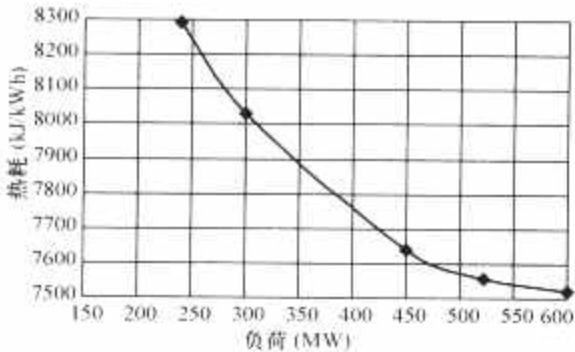


图 8.7-26 超临界机组设计热耗率曲线（定背压）

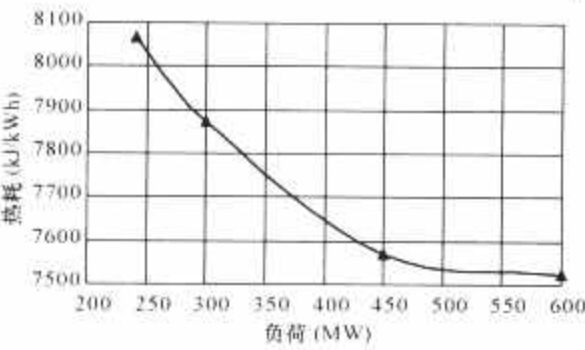


图 8.7-27 超临界机组设计热耗率曲线（变背压）

3.2.3 超超临界锅炉经济运行负荷分析

参与调峰变压运行的超临界、超超临界机组锅炉的经济运行负荷主要取决于锅炉效率的高低，蒸汽温度的变化。无论是亚临界锅炉、超临界锅炉，还是超超临界锅炉，只要设计合理、运行调整得当，过热蒸汽温度在 40%~50% 负荷以上都可达到额定值，再热蒸汽温度在 70% 负荷以上均能达到额定参数。因此，超超临界机组在 50%~100% 负荷运行时，主蒸汽温度不影响机组效率，在 70%~100% 负荷运行时，再热汽温不影响机组效率。在以上范围内变负荷运行时，只有压力影响机组效率。

日本对 600、700、1000MW 超超临界锅炉效率的实测表明，50% 负荷时锅炉效率最高，40% 负荷时的锅炉效率没有明显降低。因此，在负荷变化时，采用先进燃烧技术的超超临界锅炉的效率变化基本上不影响机组的经济性。

3.2.4 超超临界汽轮机经济运行负荷

玉环电厂 1000MW 超超临界机组，采用定—滑—定方式运行，在不同负荷时的设计热耗率见表 8.7-9，其热耗率

变化曲线如图 8.7-28 所示。

表 8.7-9 玉环电厂 1000MW 超超临界机组不同负荷时的设计热耗率

项目名称	单位	TMCR 工况				
		25%	35%	50%	75%	100%
主蒸汽压力	MPa	8.550	11.450	12.848	19.369	26.25
主蒸汽温度	℃	580	600	600	600	600
设计热耗率	kJ/kWh	8663	8091	7654	7417	7316

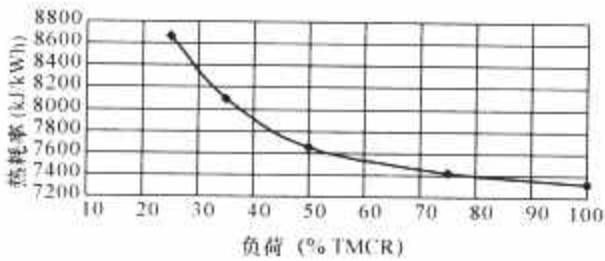


图 8.7-28 超超临界机组设计热耗率曲线

从图 8.7-28 中可以看出，随着机组负荷的降低，机组的热耗率也明显上升。当机组负荷低于 60% 额定负荷后，机组的热耗率将出现加速上升的趋势。

图 8.7-29 给出了亚临界、超临界和超超临界机组的热耗率曲线。从图中可看到，当 1000MW 超超临界机组运行负荷低至 60% 额定负荷时，该机组热耗率设计值将低于超临界 600MW 机组额定工况时的热耗率，当超超临界机组负荷低于 40% 额定负荷时，其热耗率设计值将低于亚临界 300、600MW 机组额定工况时的热耗率。

鉴于超超临界机组的运行经济性优于超临界机组和亚临界机组，应尽量保证超超临界机组在较高负荷运行。超超临界机组的负荷在低于 60% 额定负荷后热效率出现上升的趋势，为保证其经济性的优势，超超临界机组的经济负荷应不小于 60%~70% 额定负荷。

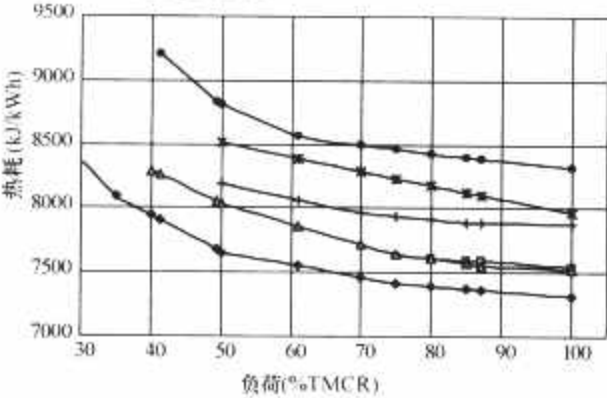


图 8.7-29 亚临界、超临界和超超临界机组的热耗率曲线

◆ 超超临界 1000MW 机组；■ 超临界 600MW 机组；▲ 超临界 600MW 机组（设计值）；✕ 亚临界 600MW 机组；+ 亚临界 600MW 机组（设计值）；★ 亚临界 300MW 机组

4 超临界与超超临界机组的汽水品质

4.1 超临界与超超临界机组水汽特点

4.1.1 超临界条件下蒸汽的物理特性

在超临界参数下，水汽工质在管子内壁面附近的流体黏度、比热、导热系数和比体积等参数发生了显著变化，可能导致水冷壁管内发生类膜态沸腾、水中的盐类等杂质在受热面浓缩。

工质的黏度、密度、导热系数等物理参数随压力和温度而变化,但受压力的影响较小,而受温度的影响较大。在 250~550℃时,工质密度和动力黏度随温度变化最大。当工质温度在 300~400℃时,管内壁面处的工质黏度约为管中心工质黏度的 1/3,由此产生黏度梯度,引起流体边界层的层流化;在边界层中的流体密度降低,产生浮力,促使紊流传热层流化;边界层中的流体导热系数也随着降低,又使导热性差的流体与管壁接触,当进口温度较低时,壁面处的流体速度远小于管中心的流体速度,这又促使流动层流化。因此,在管子热负荷较大时就可能导致传热恶化,同时由于盐类等杂质的浓缩,受热面结垢,进一步加剧传热恶化。

当超临界参数锅炉的工作参数进一步提高,过热器出口的压力达到 31MPa 或更高时,水冷壁中工质压力可达到 37MPa 或更高。根据超临界压力下工质的物理特性可知,水冷壁中工质大比热特性将随压力升高而减弱,对应压力的大比热值减小,但仍需注意防止类膜态沸腾引起的传热恶化。

4.1.2 常见物质在超临界条件下蒸汽中的溶解与沉积特性

在超临界参数条件下,蒸汽具备和水同样的溶解特性。各种盐、酸、碱和金属腐蚀产物等物质在蒸汽中的溶解度随蒸汽压力不同,可以从 μg/kg 变化到 mg/kg 级,压力越高,蒸汽的溶解携带能力越强。这些常见物质在过热蒸汽的溶解度随压力降低或比体积增加而迅速地降低,随着蒸汽做功膨胀,蒸汽的溶解能力下降,在高参数下蒸汽溶解携带的物质就会随着蒸汽的转移而不断析出,沉积在后续设备的不同部位,由此会加剧机组蒸汽通流部分潜在的金属腐蚀问题。

丹麦曾在运行的超超临界机组的水冷壁蒸发段上部、再热器、汽轮机叶片以及高压加热器的汽侧发现有沉积物,沉积物的主要成分为钠盐,阴离子为硫酸根。因此,超超临界参数机组的水质控制应该比亚临界和超临界机组更为严格。

4.1.3 超超临界参数下蒸汽的高温氧化特性

超超临界参数机组的温度参数提高到 580~600℃,甚至提高到 650℃,对金属材料提出了更高的要求,除了高温强度指标外,还应充分考虑材料的抗水蒸气氧化能力和抗氧化层剥落能力。

众所周知,高温水蒸气氧化是金属腐蚀的一种特殊形式。在高温条件下,因为氢质子的影响,水蒸气对不锈钢材料表现为一种强氧化剂。在 450~570℃条件下,水蒸气与纯铁反应生成 Fe₃O₄ 并释放出氢气;在 575℃以上,水蒸气与纯铁反应除了生成 Fe₃O₄ 以外,还会在 Fe₃O₄ 层下生成氧化亚铁相。氧化亚铁相的增长速度比 Fe₃O₄ 相快得多。

根据国内外机组运行的经验,奥氏体不锈钢材料 TP347 虽然有良好的抗氧化能力,但 TP347 粗晶粒钢在一定的运行条件下,会发生氧化层很薄时就剥落的情况,继而造成管子堵塞、短期过热,甚至爆管等事故。

为了及时发现过热器和再热器高温氧化的变化情况,可通过监测蒸汽中的氢含量来监测高温氧化的变化和发展。

4.2 超临界与超超临界火电机组水汽质量标准

由于上述原因,超临界与超超临界机组对水汽品质的要求也更加严格,为了保证超临界与超超临界机组的安全和经济运行,针对我国超临界与超超临界机组的运行现状,DL/T 912—2005《超临界火力发电机组水汽质量标准》详细规定了超临界火力发电机组水汽质量的控制标准。

4.2.1 给水质量的控制标准

为了防止水汽系统的腐蚀,需对给水进行加药、除氧或

加氧等调节处理,调节控制标准应符合表 8.7-10 的规定。

表 8.7-10 给水溶解氧含量、联氨浓度和 pH 值标准

处理方式	pH 值 (25℃)		溶解氧 (μg/L)	联氨 (μg/L)
	有铜系统	无铜系统		
挥发处理	8.8~9.3	9.0~9.6	≤7	10~50
加氧处理 ^①	8.5~9.0	8.0~9.0	30~150	—

① 低压给水系统(除凝汽器外)有铜合金材料的应通过专门试验,确定在加氧后不会增加水汽系统的含铜量,才能采用加氧处理。

为减少蒸发段的腐蚀结垢、保证蒸汽品质,给水质量标准应符合表 8.7-11 的规定。

表 8.7-11 给水质量标准

项目	氢电导率(25℃) (μS/cm)		二氧化硅 (μg/L)	铁 (μg/L)	铜 (μg/L)	钠 (μg/L)	T(℃) ^① (μg/L)	氯离子 ^① (μg/L)
	挥发处理	加氧处理						
标准值	<0.20	<0.15	≤15	≤10	≤3	≤5	≤200	≤5
期望值	<0.15	<0.10	≤10	≤5	≤1	≤2	—	≤2

① 根据实际运行情况不定期抽查。

4.2.2 凝结水质量控制标准

给水采用全挥发性处理时,凝结水处理装置前凝结水溶解氧浓度小于 30μg/L。经过凝结水处理装置后的凝结水质量标准应符合表 8.7-12 的规定。

表 8.7-12 经过凝结水处理装置后的凝结水质量标准

项目	氢电导率 (25℃) (μS/cm)		二氧化硅 (μg/L)	铁 (μg/L)	铜 (μg/L)	钠 (μg/L)	氯离子 ^① (μg/L)
	挥发处理	加氧处理					
标准值	<0.15	<0.12	≤10	≤5	≤2	≤3	≤3
期望值	<0.10	<0.10	≤5	≤3	≤1	≤1	≤1

① 根据实际运行情况不定期抽查。

4.2.3 蒸汽质量控制标准

为了防止汽轮机内部积盐,蒸汽质量标准应符合表 8.7-13 的规定。

表 8.7-13 蒸汽质量标准

项目	氢电导率 (25℃) (μS/cm)	二氧化硅 (μS/kg)	铁 (μS/kg)	铜 (μS/kg)	钠 (μS/kg)
标准值	<0.20	≤15	≤10	≤3	≤5
期望值	<0.15	≤10	≤5	≤1	≤2

4.2.4 减温水质量控制标准

锅炉蒸汽减温水的质量,以保证蒸汽质量合格为标准。减温水的质量标准应符合表 8.7-11 的规定。

4.2.5 停(备)用机组启动时的水、汽质量控制标准

锅炉启动时,给水质量标准应符合表 8.7-14 的规定,在热启动时 2h 内、冷启动时 8h 内达到表 8.7-11 的标准值。

表 8.7-14 锅炉启动时给水质量标准

项目	氢电导率 (25℃) (μS/cm)	二氧化硅 (μg/L)	铁 (μg/L)	溶解氧 (μg/L)	硬度 (μmol/L)
标准值	≤0.65	≤30	≤50	≤30	≈0

锅炉启动后,汽轮机冲转前的蒸汽质量标准应符合表 8.7-15 的规定,并且在 8h 内达到表 8.7-13 的标准值。

表 8.7-15 汽轮机冲转前的蒸汽质量标准

项目	氢电导率 (25℃) ($\mu\text{S}/\text{cm}$)	二氧化硅 ($\mu\text{g}/\text{kg}$)	铁 ($\mu\text{g}/\text{kg}$)	铜 ($\mu\text{g}/\text{kg}$)	钠 ($\mu\text{g}/\text{kg}$)
标准值	≤ 0.50	≤ 30	≤ 50	≤ 15	≤ 20

4.2.6 超临界与超超临界机组水汽品质的控制技术

根据超临界与超超临界机组的特点，尽量纯化水质，减少水中盐类杂质，降低给水中的含铁量，控制腐蚀产物的沉积量，是超临界与超超临界机组水处理和水质控制的主要目标，主要控制点如下：

(1) 保证凝结水精处理系统设计合理，严格把握凝结水精处理的运行控制，保证出水水质符合表 8.7-12 的规定，特别是要确保凝汽器微泄漏的情况下系统仍能达到相应的水质。对于超超临界机组，应设置前置阳床过滤器，并按照表 8.7-16 标准进行控制。

表 8.7-16 凝结水精处理的出水水质的要求

项目	氢电导率 (25℃) ($\mu\text{S}/\text{cm}$)	SiO_2 ($\mu\text{g}/\text{L}$)	Fe ($\mu\text{g}/\text{L}$)	Cu ($\mu\text{g}/\text{L}$)	Na ($\mu\text{g}/\text{L}$)	Cl^- ($\mu\text{g}/\text{L}$)	SO_4^{2-} ($\mu\text{g}/\text{L}$)	悬浮物 ($\mu\text{g}/\text{L}$)
标准值	<0.08	<2	<1	<1	<0.5	<0.2	<0.2	<5

(2) 保证合理的设备停备用保护措施，严格控制启动时的水汽质量达到表 8.7-14、表 8.7-15 的规定，尽量减少启停过程中带入系统的腐蚀性杂质。

(3) 为了尽量减少过热器和再热器的高温氧化与氧化皮剥落，应严格控制运行方式和启停方式，确保过热器和再热

器的金属壁温不超过金属高温氧化的突变点。实时准确地监测受热面的温度和蒸汽的氢含量是及时把握和避免高温氧化和氧化皮问题的有效手段。

4.3 超临界与超超临界机组的化学监督

超临界与超超临界机组的关键监测指标是电导率、氢电导率、氧含量、氢含量和钠含量。针对超临界与超超临界机组过热器与再热器易出现高温氧化皮及其脱落现象，应特别关注蒸气氢含量的现场监测与分析处理。

超超临界机组水质控制的关键在于凝结水精处理的出水水质控制。良好的出水水质除了与设计及设备配置有关外，还与树脂、再生工艺、监测仪表的精度和设备运行水平有关。腐蚀产物的控制指标主要是铁，应重视提高铁样品的取样代表性和样品测量的准确性。

4.4 超临界与超超临界机组的停用保护

对于采用 AVT (R) 给水处理运行方式的无铜系统超临界机组，由于运行中加入了联氨，停机、启动时一般均可采用加大联氨加入量、提高水汽系统 pH 值的方法进行保护，具体保护方法除最常用的热炉放水、余热烘干法外，还可以采用氨、联氨溶液法，氨、联氨高温钝化法，充氮法，通干风法及通热风法。

采用 AVT (O) 或 OT 的机组停运过程和停备用期间的保护方法不得使用联氨或其他还原剂。

国内典型超临界机组给水水质标准汇总见表 8.7-17；国外公司典型超临界机组给水水质标准汇总见表 8.7-18；国外超临界机组给水水质标准汇总见表 8.7-19。

表 8.7-17 国内典型超临界机组给水水质标准汇总

项目	电厂	营口电厂		盘山电厂 500MW		华能南京电厂 350MW		石洞口二厂 600MW			后石电厂 600MW		汇总	
		暂行标准	运行值	制造厂标	暂行标准	制造厂标	运行值	制造厂标	厂标	运行值		正常运行		启动
										AVT	CWT			
全固形物 (mg/L)								<0.035						
硬度 (μmol/L)				<0.2		<0.2								
氢电导率 (μS/cm)		<0.30		<0.30	<0.20	<0.30	0.23	<0.20	<0.20	0.08	0.07	<0.25	<0.5	<0.3~0.2
溶解氧 (μg/L)		<10	5~8.3		<7	<10 ^①		<10	<5	<7	50~150	<5	<5	<10~5
N ₂ H ₄ (μg/L)		20~60	58~59	20~60	20~60	20~60		>10	20~50			>10	>200	20~60
Fe (μg/L)		<10	6.4~5.9	<10	<10	<10	12.5	<20	<20	<5	<2	<10		<10~20
Cu (μg/L)		<5		<5	<5	<5	1.22	<3	<3					<5~3
SiO ₂ (μg/L)		<15	11.5~5.8	<15	<15	<15	11	<20	<20	<3	<2	<20	<30	<3~20
Cl (μg/L)					<5				<5					<5
油 (μg/L)					<100									<100
pH 值 (25℃)		9.0~9.2	9.16~9.14	9.0~9.2	9.0~9.1	9.0~9.2	9.53	>9	9.4~9.0			9.3~9.6	9.3~9.6	9.0~9.6
Na (μg/L)		<10	2.8~3.9	<5	<5	<5	3.40		<10	<2	<1			<10~2
SO ₄ ²⁻ (μg/L)					<5	<5			浊度 <0.5					<5
数据来源		营口电厂运行统计表		华北电力试验院		热工研究院				Sulzer 和 1994No2 和 No3 中国电力		后石电厂规程		

① 加氧处理时控制溶解氧浓度为 100~400 $\mu\text{g}/\text{L}$ 。

表 8.7-18 国外公司典型超临界机组给水水质标准汇总

制造厂 项目	日本三菱		ABB			B&W		SULZER	DBW	IHI	MHI
	挥发性处理	加氧处理	碱性处理	联合处理	启动④	联合处理	全挥发处理				
pH 值 (25℃)	9.0~9.6	6.5~9.0①	>9.0②	8.0~8.5	>9.0	8.0~8.5	9.2~9.6③	>9.0	>9.0	9.3~9.5	9.4~9.6
氢电导率 (25℃) (μS/cm)	<0.25	<0.2	<0.2	<0.2	<1.0	<0.15	<0.15	<0.2	<0.2	<0.3	<0.5
溶解氧 (μg/L)	<7	20~200	<100	30~150	<100	50~150	<7	<10	<20	<5⑤	<5
全铁 (μg/L)	<10	<10	<20	<20	<50	<10	<10	<20	<20	<7	<10
全铜 (μg/L)	<2	<2	<3	<3	<10	<2	<2	<3	<3	<2	<2
联氨 (μg/L)	>10						<20	>10		10~30	10
SiO ₂ (μg/L)	<20	<20	<20	<20	<30	<20	<20	<20	<20	<20	<20
Na (μg/L)			<10	<10	<50	<5	<5	TDS<35	TDS<50	TDS<50	
采用标准	JISB 8223—1989		VGB—R450L 1996								

① 铜合金系统 pH 值控制范围为 8.0~8.5。
② 铜合金系统 pH 值控制范围为 9.1±0.2。
③ 为全铁系统 pH 值控制值。
④ “启动”所列数值，在热启动时不能超过 2h，在冷启动时不能超过 8h。
⑤ 限值小于 7μg/L。

表 8.7-19 国外超临界机组给水水质标准汇总

项 目	欧洲	英国	日本		前苏联		
			挥发	加氧	挥发	CWT	NWT
pH 值 (25℃)	7~10	8.5~9.5①	9.0~9.7③	6.5~9.3④			
氢电导率 (25℃) (μS/cm)	<0.2	<0.2	<0.25	<0.20	<0.3	<0.3	<0.2
溶氧 (μg/L)	<250	<5	<7	20~200⑤	<10	100~400	50~200
全铁 (μg/L)	<10	<10	<10	<10	<10	<10	<10
全铜 (μg/L)	<3	<5②	<2	<2	<5	<2	<2
联氨 (μg/L)			>10		20~60		
SiO ₂ (μg/L)	<20	<20	<20	<20	<15	<15	<15
Na (μg/L)	<10				<5	<5	<2
TOC (mg/L)	<0.2						
启动时 Fe (mg/L)		<0.1					
启动时 Cu (mg/L)		<0.03②					
采用标准	PrEN12952 -12-1998	BS2486; 1997	JISB8223 -1999				

① 有铜系统给水 pH=8.5~9.2，无铜系统 pH=9.2~9.5。
② 表示 Cu+Ni 的总量。
③ 给水加热器为钢管，应将 pH 值调高。
④ 有铜系统 pH=8.0~8.5。
⑤ 使给水铜、铁浓度最低的氧浓度范围。

参 考 文 献

- [1] 中国动力工程学会. 火力发电设备技术手册: 第2卷, 汽轮机. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [2] 李延群, 冯庆隆. 超临界机组的选型探讨. 国际电力, 2003, 7(3): 18-20.
- [3] 樊泉桂. 提高超临界和超超临界机组发电效率的关键技术. 电力设备, 2006, 7(7).
- [4] 李道林, 虞美萍. 900MW 超临界锅炉性能预测研究. 华东电力增刊, 2003, 24-27.
- [5] J. Franke, W. Köhle. Verdampferkonzepte für Benson Dampferzeuger. VGB, 1993, 73(4): 352-360.
- [6] 樊泉桂. 亚临界与超临界参数锅炉. 北京: 中国电力出版社, 2000.
- [7] Karol Daucik. Water/Steam Cycle Chemistry of Ultra Supercritical Units. Power Plant Chemistry, 1999, 1 (2).
- [8] O/e Hede Larsen, Rasmus Berg Frandsen & Rudolph Blum. Exfoliation of steam side oxides from austenitic superheaters. VGB Power Tech, 2004.
- [9] Materials development for coal, biomass and waste fuel plants. IEA report, 2002, 11.
- [10] 朱宝田. 固体颗粒对汽轮机通流部分的冲蚀与防治对策. 中国电力, 2003.
- [11] 戴丽萍, 等. 超临界汽轮机再热第一级叶片固粒冲蚀特性的数值分析. 热能动力工程, 2004.
- [12] 张学延, 等. 超临界压力汽轮机蒸汽激振问题分析及对策. 中国电力, 2002.
- [13] 史进渊, 等. 超超临界汽轮机汽流激振的研究. 动力工程, 2003.
- [14] 史进渊, 等. 超超临界汽轮机固体颗粒侵蚀的研究. 动力工程, 2003.
- [15] 史进渊, 等. 超超临界汽轮机部件冷却技术的研究. 动力工程, 2003.
- [16] 张游祖. 汽轮发电机组的振动及转子找平衡. 北京: 水利电力出版社, 1986.
- [17] 闻邦椿. 高等转子动力学—理论、技术与应用. 北京: 机械工业出版社.

第 9 篇 大型循环流化床锅炉

主编单位：浙江大学机械与能源学院

顾 问：岑可法

主 编：骆仲泐

编写人员：骆仲泐（浙江大学机械与能源学院）

程乐鸣（浙江大学机械与能源学院）

王勤辉（浙江大学机械与能源学院）

张彦军（哈尔滨锅炉厂有限责任公司）

倪晓辉（上海锅炉厂有限公司）

唐 勇（东方锅炉(集团)股份有限公司）

第1章 循环流化床锅炉的原理及特点

1 循环流化床锅炉的原理及特点

1.1 循环流化床的工作原理

1.1.1 流态化过程

处于自然堆积状态下散状颗粒物料可以与流体一样，会充满并且具有所盛容器的形状。当堆积角度大于散料内摩擦角时，在重力的作用下会有自然流动。但当堆积角度等于散料内摩擦角时，流动会终止，而不能像液体一样在重力作用下自然形成水平表面。固体物料层与流体的不同主要是由于散料层的内摩擦力远大于液体的内摩擦力所致，只要通过某种方法消除这一内摩擦力的作用，即可以使散料层具有某种液体的特性，而流态化过程就是这样一个过程。

流体向上流过颗粒床层时，其运动状态是变化的。流速较低时，颗粒静止不动，流体只在颗粒之间的缝隙通过。当流速增加到某一速度之后，颗粒不再由分布板所支持，而全部由流体的摩擦力所承托，此时对于单个颗粒来讲，它不再依靠与其他邻近颗粒的接触而维持它的空间位置；相反地在失去了以前的机械支承后，每个颗粒可在床层中自由运动，就整个床层而言，具有了许多类似流体的性质。这种状态就被称为流态化。颗粒床层从静止状态转为流态化时的最低速度则被称为临界流化速度。

一般的液—固流态化，颗粒均匀地分散于床层中，称之为“散式”流态化。而一般的气—固流态化，气体并不均匀地流过颗粒床层，一部分气体形成气泡经床层短路逸出，颗粒被分成群体作湍流运动，床层中的空隙率随位置和时间不同而变化，因此这种流态化被称之为“聚式”流态化。

典型的循环流化床燃烧过程是一个气—固反应，故本篇讨论的仅限于气—固流态化。

1.1.2 循环流化床的原理和特点

20世纪五六十年代，许多研究机构开始进行流态化的研究，研究重点特别放在流化床的气泡特性等方面，这样对低速流化床的认识有了很大提高，而高速流态化过程因为技术上的困难导致运行流化速度降低，则几乎被忽略。因此这段时间投运的流化床也基本上是鼓泡流化床。

最近几十年来，由于开展了高速流态化过程的研究，和某些特定工艺的要求，循环流化床的技术得到了广泛的应用，特别是循环流化床锅炉，更是在短短十几年内从实验室研究发展到了电站锅炉。

图9.1-1示出了不同气流速度下固体颗粒层床的流动状态。随着气流速度的增加，固体颗粒分别呈现固定床、鼓泡流化床、湍流流化床、快速流化床和气力输送状态。

上述流动状态可以用流态化状态图表示。图9.1-2是一种典型的流态化状态图，从图中可看出，各种流动状态都可表示在流态化状态图不同的特定区域内，图的下部给出了吉尔达特（Geldart）颗粒分类法中各组颗粒的大致分界范围，循环流化床的上升段通常运行在快速流化床状态下，快速流态化流体动力特性的形成对循环流化床是至关重要的。在快速流态化状态下，固体物料被速度大于单颗粒的终端速度

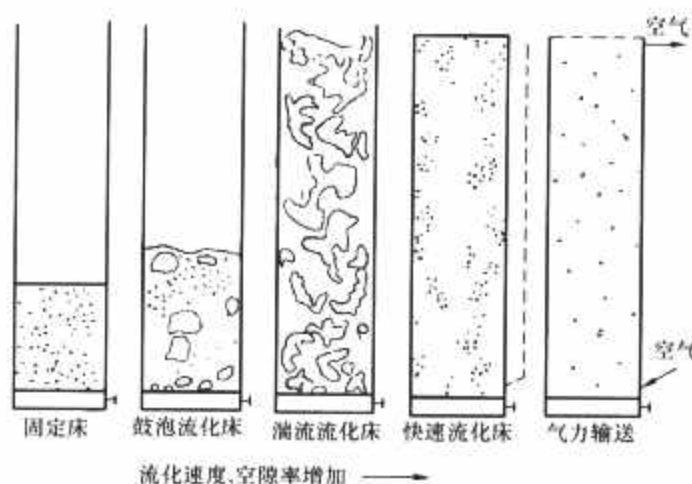


图 9.1-1 不同气流速度下固体颗粒床层的流动状态

的气流所流化，以颗粒团的形式上下运动，产生高度的返混。颗粒团向各个方向运动，而且不断形成和解体。在这种流体状态下，气流还可携带一定数量的大颗粒物料，其终端速度远大于截面平均风速。这种气固运动方式产生较大的气固滑移速度。循环流化床由快速流化床（上升段）炉膛，固体物料分离装置（旋风分离器）和固体物料回送装置（返料装置）所组成（见图9.1-3）。

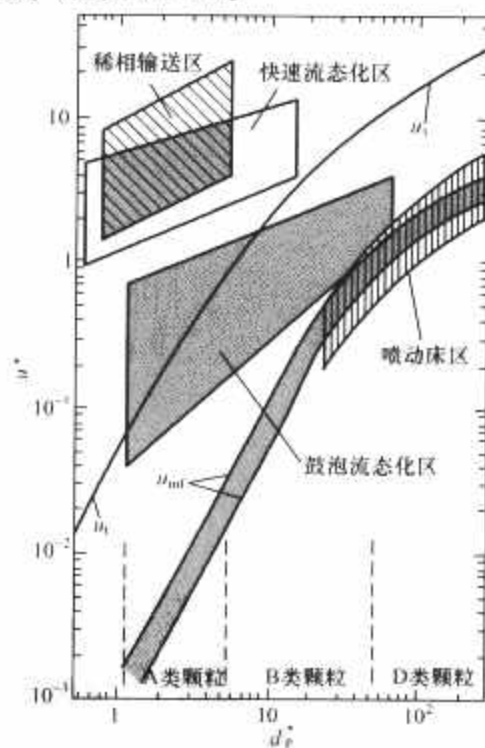


图 9.1-2 典型的流态化状态图

循环流化床的特点可归纳如下：

- (1) 不再有鼓泡流化床内清晰的界面，固体颗粒充满整个上升段空间。
- (2) 有强烈的物料返混，颗粒团不断形成和解体，并且向各个方向运动。
- (3) 颗粒与气体之间的相对滑移速度大，且与床层空隙率和颗粒循环流量有关。
- (4) 运行流化速度为鼓泡流化床的2~3倍。
- (5) 床层压降随气流速度和颗粒的质量流量而变。
- (6) 颗粒横向混合良好。

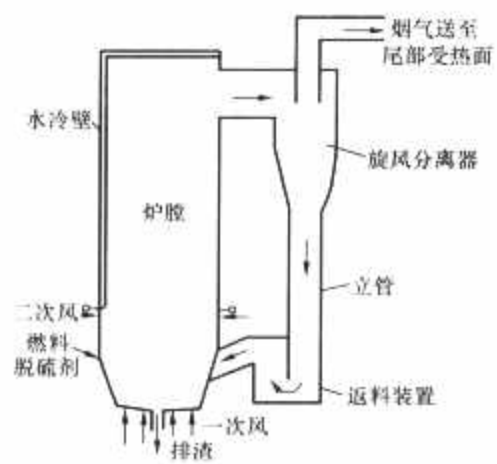


图 9.1-3 典型循环流化床锅炉燃烧系统示意

- (7) 强烈的颗粒返混，颗粒的外部循环和良好的横向混合使得整个上升段内温度分布均匀。
- (8) 通过改变上升段内物料负荷，固体物料在床内的停留时间可在几分钟到数小时范围内调节。
- (9) 流化气体的整体性状态呈塞状流。
- (10) 流化气体根据需要可在反应器的不同高度处加入。

1.2 流化床燃烧设备的主要类型

20 世纪 60 年代开始流化床被用于煤的燃烧，并且很快成为三种主要燃烧方式之一，即固定床燃烧（层燃）、流化床燃烧和悬浮燃烧。流化床燃烧过程的理论和实践也大大推动了流态化学科的发展。目前流化床燃烧已成为流态化的主要应用领域之一，并越来越得到人们的重视。

流化床锅炉按流体动力特性可分为鼓泡流化床锅炉和循环流化床锅炉，按工作条件又可分为常压和增压流化床锅炉。这样流化床锅炉可分为常压鼓泡流化床锅炉、常压循环流化床锅炉、增压鼓泡流化床锅炉和增压循环流化床锅炉。图 9.1-4 给出上述四种流化床锅炉的示意图并给出了相应的运行流化速度和炉膛截面热负荷。

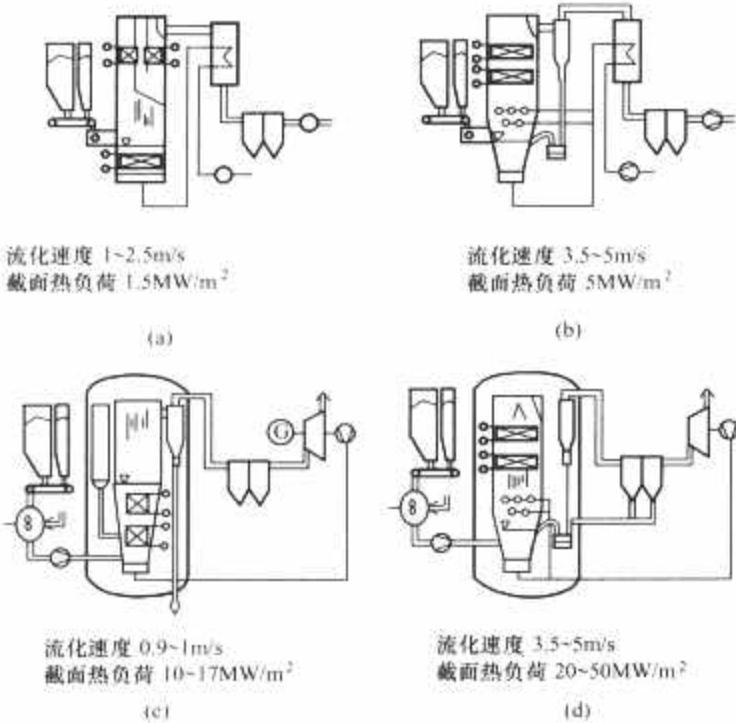


图 9.1-4 流化床锅炉的主要类型

- (a) 常压鼓泡流化床锅炉；(b) 常压循环流化床锅炉；
- (c) 增压鼓泡流化床锅炉；(d) 增压循环流化床锅炉

近几年来，随着燃煤联合循环发电技术的迅速发展，煤气化也得到人们的高度重视，流化床煤气化装置是三种主要气化装置之一（另两种煤气化装置分别为固定床气化和夹带流气化）。流化床煤气化装置按流动特性和工作压力也可分

为常压鼓泡流化床煤气化、常压循环流化床煤气化、增压鼓泡流化床煤气化和增压循环流化床煤气化。

1.3 循环流化床锅炉的特点

1.3.1 循环流化床锅炉的主要工作条件

循环流化床锅炉的工作条件可归纳为表 9.1-1。

表 9.1-1 循环流化床锅炉的工作条件

温度 (℃)	850~950
流化风速 (m/s)	4~6
床料粒度 (μm)	100~1000
床料密度 (kg/m³)	1800~2600
燃料粒度 (mm)	<12
脱硫剂粒度 (mm)	约 1
床层压降 (kPa)	11~12
炉内颗粒质量浓度 (kg/m³)	150~600 (炉膛底部)
	10~40 (炉膛上部)
钙/硫摩尔比	1.5~4
壁面传热系数 [W/(m²·K)]	210~250

1.3.2 循环流化床锅炉的特点

循环流化床锅炉可分为两个部分。第一部分由炉膛（快速流化床）、气固分离设备、固体物料再循环设备和外置热交换器（有些循环流化床锅炉没有该设备）等组成，上述部件形成了一个固体物料循环回路。第二部分为对流烟道、布置有过热器、再热器、省煤器和空气预热器等，与常规悬浮燃烧锅炉相近。

图 9.1-3 为典型循环流化床锅炉燃烧系统的示意图。燃烧所需的一次风和二次风分别从炉膛的底部和侧墙送入，燃料的燃烧主要在炉膛中完成，炉膛四周则布置有水冷管用于吸收燃烧所产生的部分热量。由气流带出炉膛的固体物料在气固分离装置中被收集并通过回送装置送回炉膛。图 9.1-5 为循环流化床锅炉的立体图。

循环流化床锅炉的基本特点可概括如下。

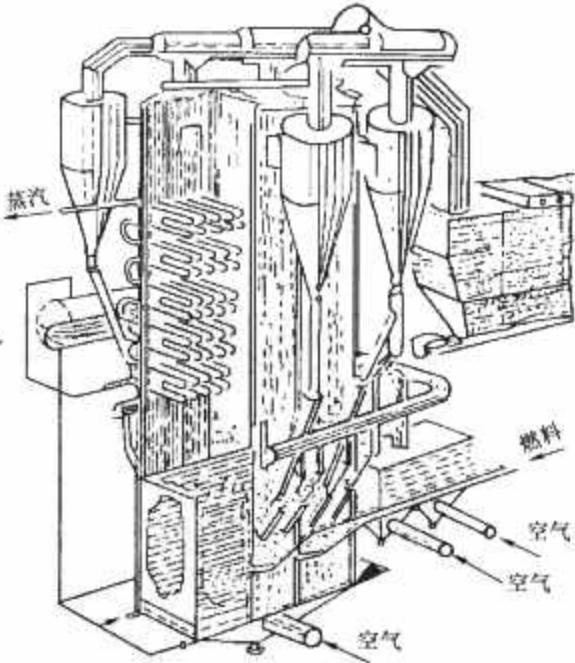


图 9.1-5 循环流化床锅炉立体图

1.3.2.1 低温的动力控制燃烧

循环流化床燃烧是一种在炉内组织高速运动的烟气与其所携带的湍流扰动极强的密集粉体质点密切接触，并具有大量粒子成团返混回流的流态化燃烧反应过程，同时，还组织了在炉外将绝大部分高温的固态颗粒捕集，并将它们送回炉内再次参与燃烧过程，如此反复循环地组织燃烧。显然，燃

料在炉膛内燃烧的时间延长了，在这种组织方式下，炉内温度水平因受脱硫最佳温度限制，一般 850℃ 左右。这样的温度水平与普通煤粉炉相比，属低温燃烧水平，在灰熔点温度以下很多，这就免去了灰熔化带来的种种烦恼。这种“低温燃烧”方式，其好处甚多，诸如炉内结渣及碱金属物析出均比煤粉炉中要改善得多，对灰特性的敏感性减低，也无须很大空间去使高温灰冷却下来，氮氧化物生成量低，可于炉内组织廉价而高效的脱硫工艺等。从燃烧反应动力学角度看，循环床锅炉内的燃烧反应控制在动力燃烧区（或过渡区）内。由于循环床锅炉内相对温度不高，并有大量固体颗粒的强烈混合，这种情况下的燃烧速率主要应取决于化学反应速度，也就是决定于温度水平，物理因素不再是控制燃尽速度的主导因素。循环流化床锅炉内燃料的燃尽度很高，通常性能良好的循环床锅炉燃烧效率可达 98%~99% 以上。

1.3.2.2 高速度、高浓度、高通量的固体物料流态化循环过程

从图 9.1-4 中可看出，循环流化床锅炉内的固体物料（包括燃料、残炭、灰、脱硫剂和惰性床料等）经历了由炉膛、分离器和返料装置所组成的外循环。同时在前面介绍快速流态化的特点时也介绍了炉膛内固体物料的内循环，因此循环流化床炉内的物料参与了外循环和内循环两种循环运动。整个燃烧过程以及脱硫过程都是在这两种形式的循环运动的动态过程中逐步完成的。

1.3.2.3 高强度的热量、质量和动量传递过程

在循环流化床锅炉中，大量的固体物料在强烈湍流下通过炉膛，通过人为操作可改变循环物料量的多少并且还可改变炉内物料的分布规律，以适应不同的燃烧工况。在这种组织方式下，炉内的热量、质量和动量传递过程是十分强烈的，这就使整个炉膛高度的温度分布均匀，运行实践也充分证实了这一点。

1.4 循环流化床锅炉与其他炉型的比较

一般而言，固体燃料的燃烧可分为层燃、流化床燃烧和悬浮燃烧，流化床燃烧又可分为鼓泡流化床燃烧和循环流化床燃烧。

1.4.1 燃烧过程的比较

表 9.1-2 综合了层燃、流化床燃烧和悬浮燃烧三种基本燃烧方式的特点及比较。

1.4.2 脱硫过程的比较

1.4.2.1 与煤粉锅炉喷钙脱硫的比较

煤粉锅炉的喷钙脱硫是将钙基脱硫剂，如石灰石、白云石或消石灰直接喷入炉内。在高温下脱硫剂煅烧，进行如下反应

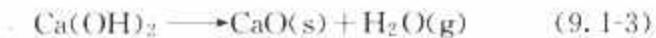
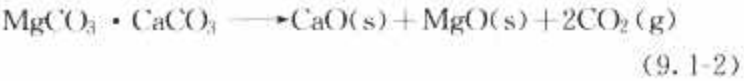
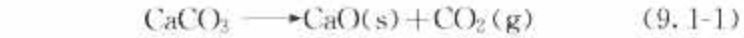


表 9.1-2 气固燃烧过程的主要特性比较

特征	固定床	鼓泡流化床	快速床	气力输送
锅炉中的应用	层燃	鼓泡流化床	循环流化床	悬浮燃烧
颗粒平均直径 (mm)	<300	0.03~3	0.05~1.0	0.02~0.08
燃烧室区域风速 (m/s)	1~3	0.5~3	3~12	15~30

续表

特征	固定床	鼓泡流化床	快速床	气力输送
典型的 u/u_t	0.01	0.3	2	40
气体运动方向	向上	向上	向上	向上
气体混合	接近塞状流	复杂二相流	弥散的塞状流	接近塞状流
固体运动	静止	上下运动	大部分向上，部分向下	向上
固-固混合	可忽略	通常接近全混	接近全混	接近塞状流
空隙率	0.4~0.5	0.5~0.85	0.85~0.99	0.98~0.998
温度梯度	大	很小	小	显著
床层与受热面间的传热系数 [W/(m ² ·K)]	50~150	200~550	100~250	50~100
磨损	小	中	中	较小
结焦特性	较小	中	无	无

注 表中 u 为截面气流速度， u_t 为颗粒的终端速度。

在通常的煅烧温度下，煅烧过程在不到 200ms 的时间内就已基本完成了（脱硫剂粒径为 10μm 左右）。脱硫剂煅烧后形成多孔隙的氧化钙颗粒，一旦脱硫剂煅烧生成 CaO，它就和 SO₂ 反应生成硫酸钙



因此，固体脱硫剂与 SO₂ 气体之间的多相反应包括两个主要过程：脱硫剂煅烧快速分解成氧化钙（CaO）的过程和速度相对缓慢的氧化钙硫酸盐化过程。脱硫过程包含有许多质量传递、传热和化学反应过程：

(1) 二氧化硫气体向固体钙颗粒表面的扩散。

(2) 二氧化硫气体与固体钙颗粒间的相互作用，包括：通过固体颗粒的内孔隙进行气态反应物的扩散、在固体粒径内孔隙表面上进行的气态反应物的物理吸附、SO₂ 与 CaO 间的化学反应和反应生成物通过固体颗粒孔隙的向外扩散和分解。

(3) 气体产物从固体颗粒表面向烟气流进行扩散。

上述过程中，过程（1）和（3）为扩散控制，而过程（2）则与吸附剂的温度、物理特性和活性有关。

炉内喷钙中间试验表明最佳喷入温度为 1100℃ 左右，在钙/硫摩尔比为 3 时脱硫效率约为 50%。石灰石粒度在 8~10μm 之间脱硫效率较佳，脱硫剂的利用率一般在 20% 以下。

根据美国电力研究院对商业煤粉锅炉喷钙脱硫的统计表明，以石灰石为脱硫剂应用于干法喷钙技术，在炉膛喷入区域的温度为 1100~1300℃，钙/硫摩尔比为 2 的条件下，典型的脱硫效率为 40%，最大脱硫效率可达 50%。炉内喷消石灰（氢氧化钙）脱硫，在钙/硫摩尔比为 2 时，典型的脱硫效率为 50%，最高可达 65%。脱硫剂在炉内的有效温度范围内的停留时间（从喷入温度到 850℃ 左右）为零点几秒到几秒。

循环流化床锅炉的燃烧脱硫过程是将脱硫剂（石灰石或白云石）送入炉内，然后与燃烧生成的二氧化硫气体反应达到脱硫目的。与煤粉锅炉喷钙脱硫一样，脱硫剂进入循环流化床锅炉后首先煅烧形成氧化钙，氧化钙再与二氧化硫气体反应。

在循环流化床锅炉中，由于独特的设计和运行，整个循

循环流化床锅炉的第一回路运行在脱硫的最佳温度范围内(850~900℃)。同时由于固体物料在炉内的内部循环和外部循环(通过分离装置和回送装置),使脱硫剂在炉内的停留时间大大延长,通常平均停留时间可达几分钟至数十分钟,此外还有炉内强烈的湍流都使得循环流化床锅炉燃烧脱硫过程十分有效。在钙/硫摩尔比为1.5~2.5时,脱硫效率通常可达90%。

循环流化床锅炉燃烧脱硫时脱硫剂粒径通常为0.1~0.3mm,脱硫剂的利用率可达50%以上。

1.4.2.2 与鼓泡流化床锅炉燃烧脱硫的比较

鼓泡流化床锅炉燃烧脱硫过程与循环流化床锅炉中的燃烧脱硫过程相似,只是由于两者的结构以及运行条件不同,使得脱硫效果有些差别。

如前所述,脱硫剂进入流化床后经历了煅烧和氧化钙的硫酸化这两个过程,而其中的氧化钙硫酸化过程的反应速率相对较低,因而这个过程持续的时间也较长。在钙/硫比一定的情况下,流化床锅炉的脱硫效率将取决于脱硫剂的利用率(或称转化率),而脱硫剂的利用率则与脱硫剂在炉内的停留时间有很大关系。在鼓泡流化床锅炉中,脱硫剂的粒度一般为0.5~1mm,其平均停留时间为数十分钟。在流化床脱硫中,送入炉内的脱硫剂含有一定数量的细颗粒,同时由于煅烧和硫酸化过程中的破碎和磨损等,脱硫剂也会产生相当数量的细颗粒。在鼓泡流化床锅炉中,通常没有物料收集回送装置,这部分细颗粒脱硫剂将被烟气夹带离开锅炉,停留时间在几秒钟的量级内,因而这部分脱硫剂的利用率较低。此外,测试表明,1mol石灰石(CaCO_3)的体积为36.9cm³,1mol硫酸钙(CaSO_4)的体积为52.2cm³,硫酸化过程使固相体积增加,因而由于小孔或小孔端部的堵塞,氧化钙不能全部转化为硫酸钙,而形成具有未完全反应氧化钙的内核。随着脱硫剂黏度的增大,未利用内核也增大,从而不能达到较高的脱硫剂利用率。上述两个原因使鼓泡流化床锅炉的脱硫效率较循环流化床锅炉低得多。一般情况下,当钙/硫摩尔比为2时,循环流化床锅炉的脱硫效率可达90%以上,而鼓泡流化床锅炉的脱硫效率仅为80%左右。

1.4.3 氮氧化物排放的比较

氮氧化物 NO_x 主要是 NO 和 NO_2 。氮氧化物的危害性如下:

(1) 形成光化学烟雾,减低可见度,对人体的视觉器官和吸收道有强烈刺激作用。

(2) 易与动物血液中血色素结合,使血液缺氧,引起中枢神经麻痹症,同时对人体的心脏、肝脏、肾脏和造血组织等都有损害。

(3) 破坏平流层(同温层)中的臭氧层,使之失去了对紫外光辐射的屏蔽作用,对地面生物造成危害。

(4) NO_x 与 SO_2 和粉尘共存,可生成毒性更大的硝酸或硝酸盐气溶胶,形成酸雨。

燃料燃烧过程中所生成的氮氧化物中 NO 占95%以上。按照 NO_x 生成的机理,可分为三种类型的 NO_x ,即:

(1) 热力 NO_x 为燃烧用空气中的 N_2 在高温下氧化而生成的氮氧化物。

(2) 快速 NO_x 碳化氢系燃料在燃烧时分解,其分解的中间产物和 N_2 反应生成的氮氧化物。

(3) 燃料 NO_x 为燃料中的有机氮化合物在燃烧过程中氧化生成的氮氧化物。

以煤为燃料的燃烧设备中,快速 NO_x 在氮氧化物中所占的比例很小,一般在5%以下,所排放的氮氧化物主要为

燃料 NO_x 和热力 NO_x 。

热力 NO_x 生成量主要与温度、氧气浓度和高温区停留时间有关;燃料 NO_x 生成量则主要与燃料含氮量和过量空气系数有关,而燃烧温度的影响很小,这是因为燃料的热分解温度比燃烧设备中的燃烧温度低。当最高温度 $T_{\max} < 1500\text{K}$ 时,以燃料 NO_x 为主;当 $T_{\max} > 1900\text{K}$ 时,燃料 NO_x 的比例减小;当 $T_{\max} > 2200 \sim 2300\text{K}$ 时燃料氮对 NO_x 已无影响。在煤粉锅炉中,炉内最高温度 T_{\max} 在1500K以上,煤燃烧时所生成的 NO_x 不仅来自燃料中所含的氮,还有相当部分所生成的 NO_x 来自空气中的氮,即热力 NO_x ,通常热力 NO_x 占 NO_x 总生成量的比例在25%~50%范围内。尽管可以通过改进燃烧技术(如采用低氧燃烧、分级燃烧、浓淡偏差燃烧、烟气再循环和低 NO_x 燃烧器等)来降低 NO_x 的生成和排放,但 NO_x 排放水平还是相当高,煤粉锅炉的 NO_x 排放量一般为 $(4 \sim 6) \times 10^{-4}$,通常还需采取进一步的技术措施来降低 NO_x 排放,如采用在烟气中注入含氮化合物(氨、尿素等)的选择性非催化还原(SNR)和选择性催化还原(SCR)技术等。

循环流化床锅炉运行在850~900℃床温范围内,燃煤所生成的 NO_x 主要是燃料 NO_x ,热力 NO_x 生成很少,通常为 NO_x 总排放量的10%以下。此外循环流化床锅炉燃烧所需的空气一般采用分级给入的方法,如此形成的分级燃烧对控制燃料 NO_x 的排放也十分有效,不仅可以抑制燃料 NO_x 的形成,更可以通过二级燃烧的组织使已生成的 NO_x 得到还原,同时循环流化床锅炉炉内的焦炭浓度较高,对已生成的 NO_x 的还原也十分有利。对于高挥发分含量煤种,分级燃烧对降低循环流化床锅炉 NO_x 排放效果更为显著。根据实炉测试结果,循环流化床锅炉的 NO_x 排放量一般为100~400mg/m³(烟气中氧含量为6%),基本满足一般环保法规。

1.5 循环流化床锅炉的优点

循环流化床锅炉独特的流体动力特性和结构使其具备有许多独特的优点,以下分别简述。

1.5.1 燃料适应性广

这是循环流化床锅炉的主要优点之一。在循环流化床锅炉中按质量分数计燃料仅占床料的1%~3%,其余是不可燃的固体颗粒如脱硫剂、灰渣或砂。循环流化床的特殊流体动力特性使得气—固和固—固混合非常好,因此燃料进入炉膛后很快与大量床料混合,燃料被迅速加热至高于着火温度,而同时床层温度没有明显降低。只要燃料的热值大于加热燃料本身和燃烧所需的空气至着火温度所需的热量,上述特点就可以使得循环流化床锅炉不需辅助燃料而燃用任何燃料。循环流化床锅炉既可燃用优质煤,也可燃用各种劣质燃料,如高灰煤、高硫煤、高灰高硫煤、高水分煤、煤矸石、煤泥等,还可燃用油页岩、石油焦、尾矿、炉渣、树皮、废木头、垃圾等。

1.5.2 燃烧效率高

循环流化床锅炉的燃烧效率要比鼓泡流化床锅炉高,燃烧效率通常在97.5%~99.5%范围内,可与煤粉锅炉相媲美。循环流化床锅炉燃烧效率高是因为有下述特点:气—固混合良好,燃烧速率高以及绝大部分未燃尽的燃料被再循环至炉膛。

与鼓泡流化床锅炉不同,循环流化床锅炉能在较宽的运行变化范围内保持高的燃烧效率,甚至燃用细粉含量高的燃料时也是如此。

1.5.3 高效脱硫

循环流化床锅炉的脱硫比鼓泡流化床锅炉有效。典型的循环流化床锅炉达到90%脱硫效率时所需的脱硫剂化学当量比为1.5~2.5,鼓泡床锅炉达到90%脱硫效率则需脱硫剂化学当量比为2.5~3甚至更高,有时即使钙/硫比再高,鼓泡流化床锅炉也不能达到90%的脱硫效率。

与燃烧过程不同,脱硫反应进行得较慢,为了使氧化钙(煅烧石灰石)充分转化为硫酸钙,烟气中的二氧化硫气体必须与脱硫剂有充分长的接触时间,当然脱硫剂颗粒的内部并不能完全反应。鼓泡床锅炉中,气体在燃烧区域的平均停留时间为1~2s,在循环床锅炉中则为3~4s。循环流化床锅炉中石灰石粒径通常为0.1~0.3mm,鼓泡流化床锅炉中则为0.5~1mm,0.1mm颗粒的反应比面积为1mm颗粒的数十倍,因此无论是脱硫剂的利用率还是二氧化硫的转化率,循环床锅炉都比鼓泡床锅炉优越。

1.5.4 氧化氮(NO_x)排放低

氧化氮排放低是循环床流化锅炉另一个非常吸引人的特点。运行经验表明循环流化床锅炉的NO_x排放范围为100~300mg/m³(标准状况下)。循环流化床锅炉NO_x排放低是由于以下两个原因:一是低温燃烧,此时空气中的氮一般不会生成NO_x;二是分段燃烧,抑制燃料中的氮转化为NO_x并使部分已生成的NO_x得到还原。

1.5.5 其他污染物排放低

循环流化床锅炉的其他污染物如CO、HCl、HF等的排放也很低。

1.5.6 燃烧强度高,炉膛截面积小

炉膛单位截面积的热负荷高是循环流化床锅炉的主要优点之一。循环流化床锅炉的截面热负荷为3.5~4.5MW/m²,接近或高于煤粉炉。同样热负荷下鼓泡床锅炉需要的炉膛截面积要比循环床锅炉大2~3倍。

1.5.7 给煤点少

循环流化床锅炉的炉膛截面积较小,同时由于良好的混合和燃烧区域的扩展使得给煤点大大减少。如热功率为100MW的循环流化床锅炉只需一个给煤点,而相同容量的鼓泡流化床锅炉则需20~30个给煤点。在循环流化床锅炉中,燃料经常给入返料管内,这样在进入炉膛前经历一个预热过程,既有利于燃烧也简化了给煤系统。

1.5.8 燃料预处理系统简单

循环流化床锅炉的给煤粒度一般为小于12mm,因此与煤粉锅炉相比,燃料的制备破碎系统大为简化。此外循环流化床锅炉能直接燃用高水分煤(水分可达到30%以上),当燃用高水分燃料时也不需要专门的处理系统。

1.5.9 易于实现灰渣综合利用

循环流化床燃烧过程属于低温燃烧,同时炉内优良的燃尽条件使得锅炉的灰渣含碳量低,属于低温烧透,易于实现灰渣的综合利用。如灰渣作为水泥掺和料或做建筑材料,同时低温烧透也有利于灰渣中稀有金属的提取。

1.5.10 负荷调节范围大,负荷调节快

当负荷变化时,只需调节给煤量、空气量和循环物料量,不必像鼓泡流化床锅炉那样采用分床压火技术,一般而言循环流化床锅炉的负荷调节比可达(3~4):1。此外由于截面风速高和吸热控制容易,循环流化床锅炉的负荷调节也很快,一般可达每分钟4%。

1.5.11 床内不布置埋管受热面

循环流化床锅炉的床内不布置埋管受热面,因而不存在鼓泡流化床锅炉的埋管受热面易磨损的问题。此外,由于床

内没有埋管受热面,启动、停炉、结焦处理时间短,同时长时间压火之后可自启动。

1.5.12 投资和运行费用适中

循环流化床锅炉的投资和运行费用略高于常规煤粉锅炉,但比配置脱硫装置的煤粉炉低15%~20%。

2 循环流化床技术的发展概况

2.1 循环流化床技术的发展概况

第一台成功运行的流化床是德国人温克勒(Friz Winkler)于1921年12月发明的,他将燃烧产生的烟气引入一装有焦炭颗粒的炉室的底部,然后观察到了固体颗粒因受气体的阻力而被提升,整个颗粒系统看起来就像沸腾的液体。温克勒所发明的流化床使用粗颗粒床料。

快速流化床则是由麻省理工学院的利易斯(Warren K. Lewis)和吉里兰(Edwin R. Gilliland)在1938年12月最早发现的。20世纪40年代中期,由美国新泽西标准石油公司(Standard Oil of New Jersey)和M. W. Kellogg公司领导的一个集团投资建造了一个快速流化床催化裂化示范装置,该装置的设计采用了刘易斯和吉里兰所得到的数据,但由于粉尘捕集、催化剂循环及催化剂活性等问题,该示范装置性能不佳。此后一直到20世纪50年代末期,鼓泡流化床一直占主要地位,鼓泡流态化几乎成了气固流态化的同义词。

循环流化床真正成为具有工业实用价值的新技术,是20世纪50年代M. W. Kellogg公司发展的并在南非的萨尔勃伯格(Sasolburg)建造运行的Sasol费—托反应器和60年代末德国鲁奇公司(Lurgi)所发展并运行的Lurgi/VAW氢氧化铝焙烧反应器。随后,由于分子筛高活性高选择性催化剂的出现,提升管流化催化裂化反应器很快又取代了鼓泡流化床而得到推广应用,1971年,Reh提出了一个循环流化床的流态图,并描述了循环流态化的基本特征。1976年,Yerushalmi等首次提出了快速流态化的概念,从而引起了人们对循环流化床技术研究的日益重视,并从20世纪80年代开始形成了一个循环流化床基础研究的高峰期。

我国对循环流化床的研究是从20世纪50年代末在中科院化学冶金研究所开始的,此后,特别是20世纪80年代以来,国内各主要高等院校和一些研究所也相继开始循环流化床的研究开发工作。

目前,循环流化床已被广泛地应用于石油、化工、冶金、能源、环保等工业领域中的气相加工和固相加工过程,表9.1-3汇总了应用循环流化床反应器的主要工艺过程。

表 9.1-3 应用循环流化床反应器的主要工艺过程

过 程	规模	温度(℃)
气相加工		
费—托合成	工业化	320~360
流化催化裂化(FCC)	工业化	450~540
丁烯氧化脱氢制丁二烯	中试	355~365
裂解木质素	中试	650~930
固相加工		
氢氧化铝焙烧	工业化	约1000
水泥生料预焙烧	工业化	约850
黏土的焙烧	工业化	约650
磷酸矿石焙烧	工业化	630~850
AlF ₃ 的合成	工业化	约530

续表

过 程	规模	温度 (℃)
SiCl ₄ 的合成	工业化	约 400
碳酸盐分解	工业化	约 850
页岩燃烧	工业化	约 700
煤燃烧	工业化	约 850
生物物质及木材气化	工业化	800~900
硫酸盐分解	中试	950~1050
煤气化	中试	850~1150
硼酸热分解	中试	约 250
FCC 催化剂再生	中试	640~800
气体净化		
电解氧化铝废气	工业化	约 70
粉煤锅炉排气 (SO ₂)	工业化	约 100
焚烧炉废气 (HCl, HF, SO ₂)	工业化	150~250
煤气	中试	400~950

2.2 国际循环流化床锅炉技术发展概况

2.2.1 国外早期循环流化床锅炉发展概况

循环流化床锅炉早期有许多不同的流派和类型，其中较有代表性的是芬兰阿斯龙 (Ahlstrom) 公司的 Pyroflow 循环流化床锅炉、德国鲁奇公司的循环流化床锅炉、美国巴特利 (Battelle) 的多固体循环流化床锅炉及德国 Babcock 公司的 Circofluid 循环流化床锅炉等。以下分别加以简要介绍。

2.2.1.1 阿斯龙公司的 Pyroflow 循环流化床锅炉

Pyroflow 循环流化床锅炉结构参见图 9.1-6，其运行指标可参见表 9.1-4，该锅炉一、二次风各占 50%，二次风可分二个或三个不同高度供入，少量高压气供入返料机构以保证正常运行，对流受热面的设计与常规锅炉相同，在循环流化床底部装有底部除灰装置以平衡床料和除去大颗粒。

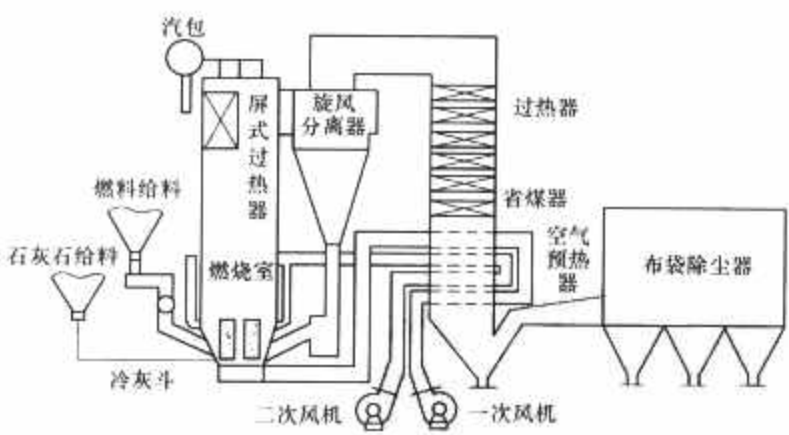


图 9.1-6 阿斯龙公司的 Pyroflow 循环流化床锅炉

Pyroflow 循环流化床锅炉的床料一般采用天然砂子、石灰石等，在启动时应有足够量的床料，燃用生物质等低灰燃料时需补充床料，床料粒度一般为 0.2~0.3mm，Pyroflow 循环流化床锅炉可以燃用的燃料种类极广：

- (1) 高品位燃料如烟煤。
- (2) 低品位燃料如泥煤、树皮和锯末等。
- (3) 高灰分或低挥发分燃料如褐煤、无烟煤、石墨、油页岩。
- (4) 特殊燃料如造纸废液等。

虽然 Pyroflow 循环流化床锅炉燃料适应性较广，但当燃料特性变化太大时，燃料最佳粒度、燃烧室和运行参数也

应作适当变化。如对于普通煤种最大尺寸一般为 10~20mm，对于高灰分燃料最大尺寸一般为 2~12mm，对于生物燃料最大尺寸可为 30~50mm。

表 9.1-4 Pyroflow 循环流化床锅炉的运行指标

参数	燃烧效率 (%)	脱硫效率 (%)		NO _x 排放量	负荷调节比	负荷调节速度 (%/min)
		高硫煤	低硫煤			
指标	>99	>90	>70	<400mg/m ³	3:1~4:1	5

Pyroflow 循环流化床锅炉的特点是无外置换热器，固体物料循环回路中的吸热靠膜式水冷壁和分隔墙受热面来保证，因为循环物料量很大，因此气、固两相中固体颗粒浓度很大且热容量也很大，在床层中气、固多相流在上升过程中以很高的传热强度传热给床内受热面，同时温降不大，这样可保证整个炉内温度基本上都在 850℃ 左右，以收到最佳的脱硫效果。其运行风速一般为 5~10m/s，其脱硫剂的平均粒度为 100~300μm，它的一次空气、二次空气和回料器用的流化空气压力分别为 1500、900mmH₂O 和 4000mmH₂O (1mmH₂O=9.806 65Pa)，一次空气占总风量的 50% 左右。

2.2.1.2 鲁奇公司的循环流化床锅炉

鲁奇公司的循环流化床的典型结构可参见图 9.1-7，从图 9.1-7 中可以看出该炉型与 Pyroflow 循环床最主要的区别是设置了外部流化床换热器，分离器分离后的固体颗粒可以直接返回燃烧室或进入流化床外置换热器然后再返回燃烧室。通过调节进入这个换热器的物料量来调节循环床的温度。

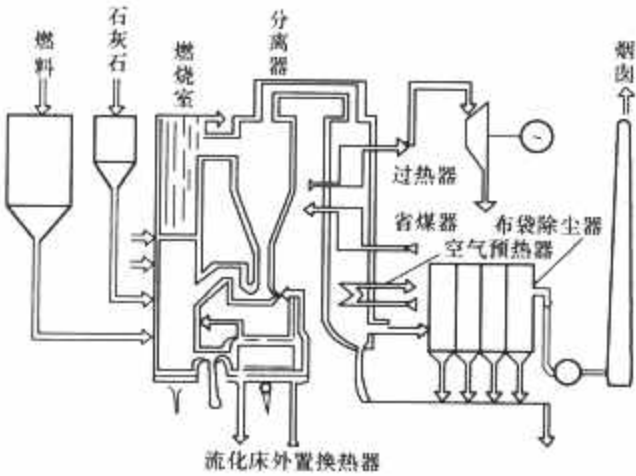


图 9.1-7 鲁奇公司的循环流化床锅炉

鲁奇循环流化床锅炉典型的燃料颗粒尺寸为 0~7mm，脱硫用石灰石颗粒尺寸为小于 100~200μm，床料的平均粒径为 50~300μm，其运行参数和主要指标见表 9.1-5。

表 9.1-5 鲁奇循环流化床锅炉运行参数及指标

运行风速 (m/s)	一次风量 (%)	过剩空气量 (%)	床温 (℃)	循环倍率	燃烧效率 (%)	脱硫率 (%) (Ca/S=1.5)	NO _x 排放量 (mg/m ³)	负荷调节速率 (%/min)	锅炉效率 (%)
5~9	40~50	15~20	850~900	约 40	>99	90	<200~600	>5	>90

鲁奇循环床锅炉燃用高灰、高硫煤时床温一般控制在 900℃，以利于碳燃尽，燃用低灰煤时床温控制在 850℃，以加强石灰石的利用率。鲁奇循环流化床能够燃用多种不同的燃料，当燃料性质变化过大时可改变下述参数：

- (1) 燃烧室温度和过剩空气量。
- (2) 空气和烟气流量等。

该类型锅炉的控制由改变下列参数达到：

(1) 锅炉负荷通过调节外置换热器的固体颗粒浓度来达到。

(2) NO_x 排放量通过调节一、二次风比例达到。

鲁奇循环床锅炉设置了流化床外置换热器具有三个优点：

(1) 床温控制仅需调节进入流化床换热器与直接返回燃烧室的固体物料比例即可，比较灵活，无需改变循环倍率等其他因素。

(2) 将燃烧与传热基本分离，可使二者均达到最佳状态。

(3) 将再热器或过热器布置在流化床换热器中，调节气温非常灵活，甚至无需喷水调节和再热启动旁路，但该方案的缺点是增加了设备及运行复杂性。

2.2.1.3 巴特利的多固体循环流化床锅炉

多固体循环流化床是美国巴特利实验室在 20 世纪 70 年代发展起来的一种循环流化床，该类型循环流化床锅炉的结构可参见图 9.1-8。从图 9.1-8 中可以看出该循环流化床锅炉的结构基本上与鲁奇公司的循环流化床相似。主要的区别在于外置流化床换热器和床料。该类型的流化床换热器同样是一个不燃烧的微流化鼓泡床，流化风速约为 0.5m/s，但将换热器分为热段和冷段两部分，返回的物料全部进入换热器，利用调节热段、冷段物料的比例来调节床温，流化床换热器的空气亦进入燃烧室作为二次风，物料的返料温度为 600~650℃。第二个主要的区别是燃烧室内使用了高密度床料组成的密相床，如使用铁矿砂等，使燃烧颗粒尺寸范围很宽，可达 0~25mm，床内物料的平均颗粒尺寸为 0.13~0.4mm。此外多固体循环流化床锅炉的运行风速也很高。该类型的循环流化床锅炉的运行参数及指标可参见表 9.1-6。

表 9.1-6 多固体循环床锅炉的运行参数及指标

运行风速 (m/s)	一次风量 (%)	过剩空气量 (%)	床温 (℃)	燃烧效率 (%)	脱硫率 (%) (Ca/S 摩尔比=1.5)	NO _x 排放量 (mg/m ³)	负荷调节比
约 10	40	10~20	约 900	>99	约 90	<200	3:1

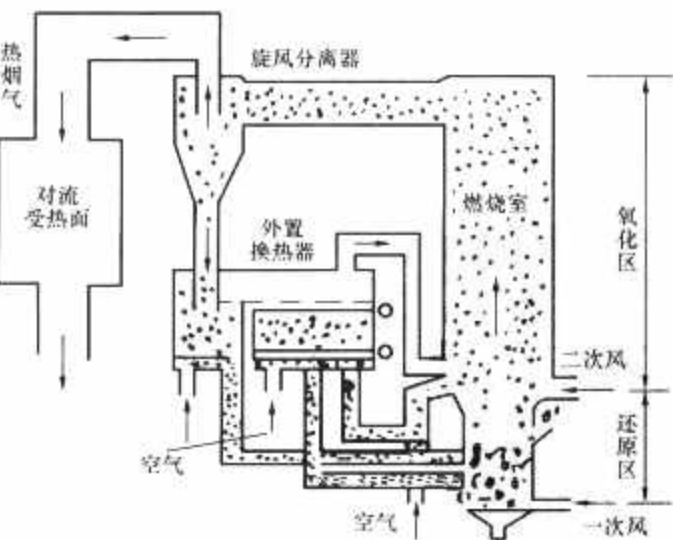


图 9.1-8 多固体循环流化床锅炉

2.2.1.4 德国 Babcock 公司的 Circofluid 循环流化床锅炉

Circofluid 循环流化床锅炉的典型结构如图 9.1-9 所示。其特点是炉子的下部呈湍流鼓泡床，湍流区域不布置埋管受热面，但在二次风口以上布置了屏式过热器、管式过热器、蒸发受热面和省煤器。燃烧室密相区床温为 850℃，而炉膛出口烟温降至 400℃，烟气在 400℃下进入旋风分离器，这样分离器可采用钢结构。床内空气分一、二次风送入，一次风为 60%，流化风

速为 4~5m/s，二次风在鼓泡床上层分两层送入，第一层为刚好满足理论空气量的要求，第二层使过剩空气量达 20%以促使 CO 燃尽，悬浮段气流速度为 3~4m/s，以保证颗粒有足够长的停留时间，循环倍率可以取 10~15。Circofluid 循环流化床的运行参数及主要指标可参见表 9.1-7。

表 9.1-7 Circofluid 循环床锅炉的主要运行参数及指标

运行风速 (m/s)	一次风量 (%)	过剩空气量 (%)	床温 (℃)	燃烧效率 (%)	脱硫率 (%) (Ca/S 摩尔比=1.5~1.7)	负荷调节范围 (%) (低负荷采用烟气再循环)
4~5	60	约 20	850~900	>99	85~90	30~100

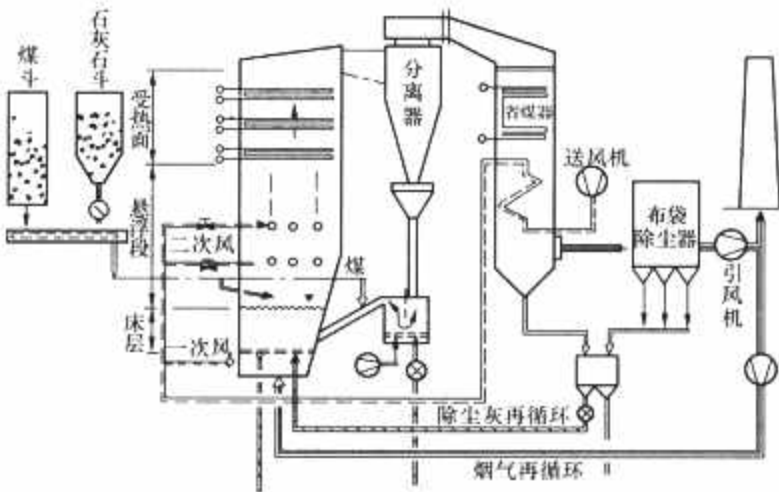


图 9.1-9 Circofluid 循环流化床锅炉

Circofluid 循环流化床锅炉的优点是旋风分离器的工作温度为 400℃左右，工作条件改善，烟气体积较小，因而分离器尺寸也较小，能耗也低一些，此外由于采用了低循环倍率，则悬浮段中固体颗粒浓度也较低些，这样可减小阻力损失。但设计和使用时必须充分防止过热器及省煤器的磨损问题。

2.2.1.5 瑞典 Studsvik 公司的循环流化床锅炉

Studsvik 公司的循环流化床锅炉结构示于图 9.1-10，从图 9.1-10 中可以看出其主要结构与 Pyroflow 循环床锅炉相差不大，它的空气亦分成一、二次风分别供入，一次风率为 45%，床温为 850℃左右，不采用外置流化床换热器，Studsvik 循环床锅炉的最大特点是不采用旋风分离器而采用迷宫式的惯性力分离器，该分离器是由许多错列布置的、悬挂的 U 形合金钢柱子组成，在固体颗粒浓度较高的情况下可获得很高的分离效率，而流阻很低。

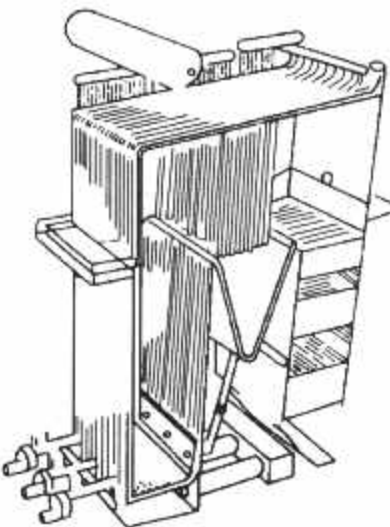


图 9.1-10 Studsvik 公司的循环流化床锅炉

对几十种不同的煤、焦炭、泥煤、木屑和工业废料等的试验表明，该炉型的锅炉具有运行可靠、灵活等优点，燃煤粒度为 0~25mm 时，燃烧效率可达 97%~99.7%，NO_x 排放量低于 400mg/m³。

Studsvik 公司认为其循环流化床锅炉有下列先进性：

(1) 由于不采用高温旋风分离器，则不需要很厚的保温层，分离器四周可布置受热面，使设备更加紧凑，且启动时间大大缩短。

(2) 由于床内装料量可以控制, 则可燃用多种燃料。

(3) 采用独创的分离器使锅炉受热面基本上保持传统的紧凑布置方案, 有利于大型化。

循环流化床锅炉的其他主要制造商还有美国的 Foster Wheeler, Tampella power, Combustion Power, 德国的 Steinmuller, 法国的 Stein Industrie, 日本的 Mitsui 等。

2.2.2 国际上大型循环流化床锅炉的发展

近年来, 国外循环流化床锅炉技术快速地往大型化和高参数方向发展。迄今为止, 世界上 20 万 kW 级的 CFB 锅炉总装机容量已超过 500 万 kW。其中 Alstom 公司为法国 Gandanne 电厂制造的 250MW CFB 锅炉已于 1996 年投运, FW/Ahlstrom 公司为美国 Jacksonville 电厂制造的 300MW 级 CFB 锅炉亦已在 2002 年内投运。在更高容量方面, Foster-wheeler 公司已于 2003 年与波兰电力公司签订了生产目前世界上容量最大的、也是第一台 460MW 级超临界循环流化床锅炉。该公司同时也获得了法国电力公司 600MW 级超临界 CFB 锅炉的制造合同, 并已完成了方案的深度设计。在运行的最大容量循环流化床锅炉为美国佛罗里达 300MW 燃用石油焦的循环流化床锅炉。

近几年来, 循环流化床锅炉的发展出现了竞争十分激烈的局面: 法国 GEC-Alstom 吞并了美国 ABB-CE 公司, 美国 F&W 公司吞并了 Ahlstrom Pyropower 公司。吞并之后, 这几种流派的循环流化床燃烧技术互相渗透, 互相结合, 加速了大型循环流化床锅炉的发展。

2.2.2.1 F&W 大型循环流化床锅炉的发展

福斯特惠勒 (F&W) 公司于 1995 年收购了奥斯龙 Pyropower 公司。奥斯龙型循环流化床锅炉是不带外置流化床换热器的, 燃烧室内布置有附加受热面。F&W 循环流化床锅炉的换热器为与锅炉整装的 Intrex 外部流化床换热器, 燃烧室内没有布置附加受热面。奥斯龙型循环流化床锅炉采用的是高温绝热式旋风分离器, 而 F&W 型循环流化床锅炉采用的汽冷旋风分离器。两种炉型一些专利技术的结合, 技术上取长补短, 使 F&W 公司循环流化床锅炉的发展进入了一个新的时期, 对发展 300、600MW 的大型和特大型循环流化床锅炉是十分有利的。

(1) F&W 公司大型循环流化床锅炉的发展历程。

1) Nuclar110MW 循环流化床锅炉改造工程。F&W 公司大型循环流化床锅炉的业绩始于 1987 年的 Nuclar 电站 420t/h、电功率为 110MW 的循环流化床锅炉。该锅炉为 Pyroflow 炉型, 是一个十分典型的旧电厂翻新改造工程。

2) Vaskiluodon125MW 循环流化床锅炉。蒸发量为 400t/h, 蒸汽参数为 15.6MPa、535℃, 中间再热。设计燃料为 100% 的泥煤, 锅炉炉型为 Pyroflow 型。1990 年投入商业运行。

3) Nova Scotia 电力公司 180MW 循环流化床锅炉。锅炉蒸发量为 525t/h, 蒸汽参数为 12.8MPa、540℃, 设计燃料为高硫无烟煤。锅炉为 Pyroflow 型。1994 年投入商业运行。

4) Turow 电厂循环流化床锅炉改造工程。锅炉蒸发量为 665t/h, 蒸汽参数为 13.7MPa、540℃。设计燃料为褐煤。锅炉炉型为 Pyroflow 型。锅炉已于 1998 年投入商业运行。

5) NorthSide 发电厂 JEA (Jacksonville Electric Authority) 大型循环流化床锅炉改造示范工程。该工程属美国能源部资助的清洁煤计划示范工程之一。该工程将电厂中燃油、燃气的 1 号和 2 号电功率为 275MW 的旧锅炉翻新改造成带 Intrex

换热器的福斯特惠勒型循环流化床锅炉。锅炉蒸发量为 908t/h, 蒸汽参数为 17.15MPa、537.8℃, 中间再热。设计燃料为煤和石油焦。煤和石油焦可纯烧, 也可混烧。锅炉改造后的电功率为 297.5MW。锅炉于 2002 年投入运行。纯烧煤和煤与石油焦混烧取得了成功。100% 烧石油焦时, 在循环燃烧系统, 特别在分离器和 Intrex 换热器内发生床料成团堵塞问题, 影响连续运行。此问题正在研究解决之中。

(2) F&W 世界上最大烧废木头的循环流化床锅炉。F&W 公司 240MW 电功率, 烧废木头的循环流化床锅炉是目前世界上最大的烧生物质燃料的锅炉。锅炉蒸汽参数为 16.53MPa、545℃。锅炉为全膜式壁、汽冷旋风分离器形式。设计燃料为树皮、木头废物、泥煤和煤, 煤作为备用燃料。各种燃料可单烧, 也可以与煤混烧。树皮、废木头的水分 55%~58%, 煤的水分 11%。两种燃料水分相差很大。燃煤时采用烟气再循环。

(3) F&W 公司 600MW 循环流化床锅炉方案设计。从 F&W 公司大型循环流化床锅炉的发展历程中可以看出, 该公司自 1987 年至今已有 20 台 100~300MW 电功率的循环流化床锅炉投入运行。福斯特惠勒公司收购奥斯龙 Pyroflow 锅炉公司之后, 设计了新型 600MW 循环流化床燃烧锅炉, 其锅炉方案设计要点如下:

1) 燃烧室为一个膜式水冷壁分隔式炉膛。

2) 炉膛后部有 8 个整体式外置流化床换热器 (发展了原 Intrex 专利技术)。换热器冷却床内和床外循环物料。

3) 采用紧凑型上排气方形水冷旋风分离器, 分离器个数为 8 个 (原 Pyroflow 专利技术)。

4) 尾部平行双烟道设计。

5) 其他技术, 如启动管道燃烧器, 选择性流化床底渣冷却器。布风装置和燃料供给系统均是在 100~300MW 大型循环流化床锅炉中采用过的技术。

2.2.2.2 GEC-Alstom 大型循环流化床锅炉

法国 GEC-Alstom (Stein Industrie) 公司收购了美国 ABB-CE 之后, 进一步扩大了他们的锅炉市场, 增加了竞争能力, 加速了他们的大型循环流化床锅炉的发展。

(1) GEC-Alstom 公司大型循环流化床锅炉的发展历程。法国 GEC-Alstom 的 Stein Industrie 锅炉公司于 1984 年引进 Lurgi 公司循环流化床锅炉技术, 开始发展大型循环流化床锅炉。美国 ABB-CE 公司也引进 Lurgi 循环流化床锅炉技术, 于 1995 年开发了他们自己的 Flextech 循环流化床锅炉。这两家公司的原始技术都是 Lurgi 的循环流化床燃烧技术, 不同之处是外部流化床换热器的设计。GEC-Alstom 收购了 ABB-CE 公司之后, 其技术、经济实力进一步加强, 市场占有率进一步扩大, 成为世界上循环流化床锅炉最大制造商之一。它具有与美国 F&W 公司竞争的實力。至今, 该公司已有近 20 台 100MW 以上电功率的循环流化床锅炉在运行中。

该公司大型循环流化床锅炉的发展进程如下:

1) 蒸发量为 296t/h 的 Lurgi 型循环流化床锅炉于 1986 年在美国费城附近的 Scott 投运。

2) 蒸发量为 693t/h, 电功率为 220MW 的 Flextech 型循环流化床锅炉于 1998 年在韩国江原道电厂投入运行。

3) 两台容量为 500t/h 电功率为 175MW 的 Flextech 型循环流化床锅炉于 1990 年投入运行。

4) 法国艾米路希 125MW 烧洗煤泥的煤粉锅炉改烧洗煤泥浆的循环流化床锅炉投运。该锅炉蒸发量为 367t/h, 蒸汽参数为 13.4MPa、545℃, 中间再热。锅炉为 Lurgi 炉型。

洗煤泥浆水分 33%, 干燥基灰分为 45%。煤泥粒径

为0~3mm, 小于0.45mm的粒径占50%。洗煤泥浆的低位发热量为10 466.8kJ/kg。锅炉于1990年投入运行。

5) Gardanne 电厂4号煤粉锅炉改循环流化床锅炉。锅炉为典型的 Lurgi 型, 燃烧室下部为裤衩形, 蒸发量为700t/h, 蒸汽参数为16.3MPa、565℃, 中间再热。燃煤粒径为0~10mm, 小于1mm的煤粒占50%。锅炉于1995年投运。当时是世界上运行中最大容量的循环流化床锅炉。运行中SO₂的排放质量浓度为50~250mg/m³ (标准状况下), NO_x的排放质量浓度为240mg/m³ (标准状况下)左右。

6) 密西西比 Red Hills 250MW 电功率循环流化床锅炉是 GEC-Alstom 收购 ABB-CE 之后建造的第一台循环流化床锅炉。锅炉蒸发量为753t/h, 蒸汽参数为18.1MPa、568℃, 中间再热。锅炉设计燃料为褐煤, 高位发热量为12 305kJ/kg。飞灰含碳量为0.04%~0.60%, 床渣含碳量为0.07%~0.259%, 污染物的排放 SO₂ 质量浓度为325mg/m³ (标准状况下), NO_x 质量浓度为260mg/m³ (标准状况下)。锅炉热效率为82.6%。

7) AES PUERTO RICO 能源工程 (电功率为260MW)。该工程位于 PUERTO RICO 附近的 Guayama。两台蒸发量为819.2t/h的循环流化床锅炉。锅炉蒸汽参数为17.3/MPa、541℃, 中间再热。锅炉为 Flextech 型。

8) Seward 电厂。该厂位于宾州的 Indiana 县。循环流化床锅炉的电功率为292MW, 设计燃料为当地废煤。高位发热量为12 794kJ/kg, 锅炉蒸发量为871.8t/h, 蒸汽参数为17.37MPa、541℃, 中间再热。锅炉于2004年投入商业运行。

9) 东肯塔基电力公司 E. A. Gilbet3 号机组工程。该工程循环流化床锅炉的蒸发量为872t/h, 电功率为294MW。锅炉蒸汽参数为17.4MPa、541℃, 中间再热。循环流化床锅炉尾部烟气还采用了 Alstom 的快速干燥吸收剂专利脱硫技术和选择性非催化脱 NO_x 技术。采用这些技术之后, SO₂ 的排放质量浓度为245mg/m³ (标准状况下), NO_x 的排放质量浓度为123mg/m³ (标准状况下)。该锅炉已在2004年投运。

10) ENEL-SULCIS 改造工程。Alstom 公司正在向意大利的 Sulcis 电厂提供一台电功率为340MW的循环流化床锅炉以取代一台老锅炉。锅炉设计煤种为当地高硫煤或进口低硫煤。高硫煤含硫量为5.99%。锅炉蒸发量为1013t/h, 蒸汽参数为17MPa、565℃, 中间再热。锅炉投运之后, NO_x 的排放质量浓度为200mg/m³ (标准状况下), 烧进口低硫煤时, SO₂ 排放质量浓度为200mg/m³ (标准状况下), 烧高硫煤时 SO₂ 排放质量浓度为400mg/m³ (标准状况下)。

(2) GEC-Alstom 公司600MW循环流化床锅炉方案设计。GEC-Alstom 公司在300MW级循环流化床锅炉投入商业运行的基础上, 自1985年以来, 对开发600MW电功率的循环流化床锅炉进行了大量的试验研究。该公司认为: 大型循环流化床锅炉由于对燃料适应性好、高性能、对环境友好及可承受的价格, 今后将与煤粉锅炉展开竞争, 并可能取代联合循环发电。

GEC-Alstom 600MW 循环流化床锅炉方案设计要点如下:

- 1) 采用超临界参数, 27.5MPa、600℃。
- 2) 燃烧室下部采用裤衩形式。
- 3) 6个旋风分离器, 直径8.3mm。
- 4) 给煤点在返料管上, 6个给煤点。
- 5) 燃烧室、外置流化床换热器、分离器和尾部烟道的

汽水系统组装。

6) 过热器和再热器布置在4个外置流化床换热器和尾部烟道中。

7) 外置流化床换热器冷却床内和床外循环粒子。

2.3 国内循环流化床锅炉发展概况

2.3.1 国内循环流化床锅炉的进展

与世界上循环流化床锅炉的发展同步, 我国循环流化床锅炉数量和单台容量逐年增加。据不完全统计, 现有近千台35~460t/h循环流化床蒸汽锅炉和热水锅炉在运行、安装、制造, 平均单机容量从37.41t/h上升至106.78t/h; 参数从中压、次高压、高压发展到超高压, 单台容量已经发展到670t/h, 见图9.1-11。截至2003年, 投运台数已有700多台。单炉最大容量为465t/h, 发电量150MW。目前我国已成为世界上循环流化床锅炉台数最多和总蒸发量最大的国家, 总运行台数已超过世界其他地区所有循环流化床锅炉的总和。

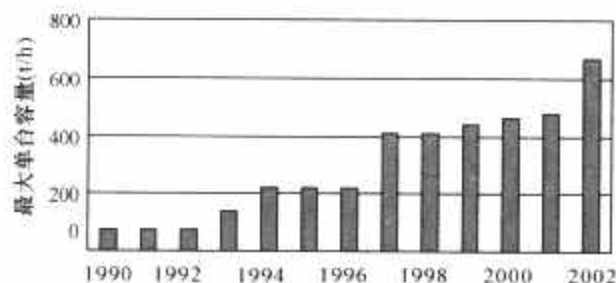


图 9.1-11 我国单台循环流化床锅炉容量的发展

近年来, 在吸收和消化引进技术的基础上, 我国自主开发的 CFB 锅炉水平有了长足进步, 并已在一些核心技术上取得了突破。比如, 浙江大学率先开发了下排气旋风分离器循环床锅炉, 此炉型在水平烟道与尾部竖井烟道相连接的换向室中布置下排气旋风分离器, 将水平烟道与尾部竖井烟道整装为一体, 使锅炉具有典型的“Π”型布置, 具有结构紧凑、深度小、易于大型化等优点; 清华大学跟踪国际上出现的水冷方型分离器, 成功地开发了具有独立知识产权的水冷异型分离循环流化床锅炉, 该炉型具有结构紧凑、密封性能好、分离效率高、重量轻、启动时间短等优点, 且也有易于放大和大型化生产的潜力等。

目前, 国产循环流化床锅炉在130t/h及以下等级已过关, 并完全取代了这个等级上的进口锅炉, 占领了国内市场。

在220t/h等级上 (50MW), 通过技术引进、消化吸收和自己组织合作开发等方式, 如东方锅炉厂引进国外技术生产、西安热工研究院和济南锅炉厂的合作、清华大学和无锡锅炉厂的合作、中科院工程热物理所与武汉锅炉厂的合作等, 早在20世纪90年代中期我国就已开发出了此容量级不同类型的中温中压、高温次高压和高温高压 CFB 锅炉。目前, 国内已完全掌握了这一容量级 CFB 锅炉的制造技术, 个别产品甚至出口到发展中国家。据统计, 我国这个容量级 CFB 锅炉已有50多台在运行, 另有几十台在生产中。

在410t/h容量级上 (100MW)。在20世纪90年代中期, 东方锅炉厂和西安热工研究院的合作, 引进 Ahlstrom 公司技术生产了国内第一台410t/h容量级 CFB 锅炉, 投运于四川内江; “九五”期间, 国家又组织了哈尔滨锅炉厂、东方锅炉厂、清华大学、浙江大学等单位, 共同完成了科技攻关项目“100MW级循环流化床锅炉的研制”; 经过几年来的自主开发和消化吸收, 目前国内也已掌握了该容量级 CFB 锅炉的生产技术并实现了国产化。2002年, 由西安热工研究院和哈尔滨锅炉厂合作研制的国产第一台410t/h级

循环流化床锅炉在江西分宜投运，取得了成功。目前，国内这个容量级的 CFB 锅炉已有近 10 台投入运行，另尚有十台左右在生产之中。

在 440~480t/h 容量级方面（135~150MW）。现在主要由哈尔滨锅炉厂、东方锅炉厂和上海锅炉厂等三大锅炉企业合作，引进国外技术生产。哈尔滨锅炉厂利用引进技术生产的 135MW 级循环流化床锅炉于 2003 年上半年在河南新乡电厂投运，2004 年 4 月，两台 135MW 循环流化床锅炉顺利地通过了西安热工研究院进行的性能达标试验；由上海锅炉厂有限公司引进技术分包承制的 465t/h 循环流化床锅炉（135MW）已于 2003 年 8 月在山东济宁电厂启动达到满负荷并顺利通过了 168h 运行试验；由东方锅炉厂引进技术生产的 135MW 再热超高压循环流化床锅炉也在 2003 年底在江苏大电厂成功投运；这批锅炉除了冷渣器系统及磨损存在一些问题外，不论在负荷、热效率，还是脱硫效率等方面均已达到或超过了设计保证值。同时，国家也组织国内有关企业和研究机构在消化吸收引进技术基础上进行自主开发。其中，由清华大学与哈尔滨锅炉厂合作完成的 440t/h 超高压再热循环流化床锅炉（135MW）已于 2003 年 7 月通过了科技部的验收；由无锡锅炉厂与中科院合作开发的 480t/h（150MW）CFB 锅炉已在内蒙古乌达电厂投运。另外，国内的一些研究机构还参与了该容量级国外循环流化床锅炉技术的消化、吸收与开发，如浙江大学作为技术依托机构参与了多项该等级燃用劣质煤的循环流化床电厂建设。这些成果表明，在消化引进技术和结合自己研发经验的基础上，我国已基本掌握了这个容量级 CFB 锅炉的设计和制造技术。目前，国内三大锅炉企业（东方锅炉厂、哈尔滨锅炉厂、上海锅炉厂）已投运、生产、和接受订单拟生产的 135~150MW 级 CFB 锅炉总量已超过 100 台。

在更大容量方面，国内同样也走引进技术和自主开发相结合的发展道路。东方锅炉厂、哈尔滨锅炉厂和上海锅炉厂合作，共同引进了 Alstom 公司 1025t/h（300MW）容量级 CFB 锅炉的制造技术。同时，由哈尔滨锅炉厂、西安热工院等多个单位合作开发的 200MW 循环流化床锅炉已在江西分宜投运。目前，上海锅炉厂、哈尔滨锅炉厂和东方锅炉厂已生产了多台 300MW 容量级（1025~1065t/h）CFB 锅炉投运，还有数十台订单。

2.3.2 目前国内形成的 CFB 锅炉主要技术流派与特点

目前，我国主要锅炉生产厂家有哈尔滨锅炉厂、东方锅炉厂、上海锅炉厂、济南锅炉厂、无锡锅炉厂、杭州锅炉厂、四川锅炉厂、武汉锅炉厂、南通锅炉厂等企业，这些企业有的引进国外技术生产、有的与国内研究机构合作开发，其生产的 CFB 锅炉的技术特点见表 9.1-8。

表 9.1-8 国内主要 CFB 锅炉厂家的技术流派与特色

锅炉厂家	技术流派/主要合作单位	主要产品形式及技术特点
哈尔滨锅炉厂	国外引进 Alstom 公司德国 EVT 的大容量 CFB 锅炉技术和美国 CPC 公司的中小容量 CFB 锅炉技术；国内主要与国电热工研究院、清华大学等合作	(1) 75t/h 及以下 CPC 形式锅炉（管状异向鼓泡风帽，密相区加设埋管） (2) 135MW 等级超高压再热循环流化床锅炉（钟罩式风帽，返料管加料；再热蒸汽喷水减温，高温绝热旋风分离） (3) 100MW 级超高压高温旋风分离形式锅炉（与西安热工院合作）

续表

锅炉厂家	技术流派/主要合作单位	主要产品形式及技术特点
东方锅炉厂	国外主要引进美国 FW 公司 50~100MW CFB 锅炉技术；国内主要与国电热工研究院合作	(1) 100MW 级超高压锅炉（汽冷旋风分离，分选风冷/风水共冷冷渣器，大开口导向鼓泡风帽） (2) 135MW 级超高压再热锅炉（汽冷旋风分离，分选风冷/风水共冷冷渣器，大开口导向鼓泡风帽，再热蒸汽温度烟气挡板调节） (3) 35~220t/h 级中压、次高压、高压锅炉（高温旋风分离、中温分离多种形式）
上海锅炉厂	中小型锅炉与中科院工程热物理所和日本 MES 公司合作；大容量锅炉技术与 Alstom 旗下的 ABB-CE 公司合作	(1) 135MW 级超高压再热锅炉（高温绝热式旋风分离器，烟气挡板调节再热汽温，T 型风帽，模块化设计） (2) 25MW 级中压、高压锅炉（高温汽冷旋风分离器，汽冷屏）
济南锅炉厂	中科院工程热物理所；清华大学	(1) 35~220t/h 中压、次高压、高压锅炉（炉膛出口设有惯性分离室，高温绝热旋风分离器，返料立管冷却措施） (2) 75t/h 中压锅炉（水冷异型分离器）
北京巴威锅炉厂	引进德国 Babcock 公司的 Circofluid 技术	35~75t/h 中压、次高压锅炉（塔型布置，悬浮段敷设卫燃带，中温旋风分离器）
江西锅炉厂	引进德国 BAY 公司的 Bio-fluid 技术	75t/h 及以下中压、次高压锅炉（低流化速度；双床流化床）
杭州锅炉厂	中科院工程热物理所、浙江大学	(1) 35t/h 中压锅炉（中温下排气旋风分离，“II”型布置，燃用劣质煤） (2) 75t/h 级中压循环流化床锅炉（两级分离） (3) 130t/h 级中压、次高压、高压锅炉（蜗壳式汽冷或绝热高温分离） (4) 75t/h 及以下煤泥锅炉
无锡锅炉厂	清华大学、浙江大学、中科院工程热物理所	(1) 35~75t/h 中压锅炉（两级分离） (2) 130t/h 及以下煤泥锅炉 (3) 220t/h 及以下中压、次高压、高压锅炉（高温绝热分离、异型水冷分离） (4) 135MW 级超高压再热锅炉（高温旋风分离）
四川锅炉厂	清华大学	75t/h 中压、次高压锅炉（水冷异型分离器）
武汉锅炉厂	中科院工程热物理所 国外引进技术	(1) 220t/h 及以下锅炉（两级分离） (2) 135MW 超高压再热锅炉（高温分离）
南通锅炉厂	浙江大学	(1) 130t/h 中压、次高压锅炉 [高温绝热蜗壳旋风分离器，双鸭嘴定向风帽，后墙排渣；燃料系列全（烟煤、无烟煤、石煤、劣质煤、煤生物质混合燃料等）] (2) 400t/d 废弃物焚烧锅炉

2.3.3 我国大型循环流化床锅炉的发展

我国大型循环流化床锅炉的发展是两条腿走路的方针。一是在引进技术消化、吸收国外先进技术的基础上开发大型循环流化床锅炉；二是高等学校、研究院所与锅炉制造厂合作自主开发具有自己特色和专利技术的大型循环流化床锅炉。

目前，国内 30 万 kW CFB 锅炉分为两种，一是引进技术型，已有近 20 台订货业绩，其中 9 台投运；二是自主开发型，已有 17 台订货业绩。2006 年，国家启动了建设自主研发 600kW 超临界 CFB 锅炉示范电站的计划，预计在“十一五”末投运。

第2章 循环流化床锅炉的流体动力特性

1 流化床及其流态化特性

1.1 气固流态化

通常流态化被定义为当固体粒子群与气体或液体接触时,使固体粒子转变成似流体状态的一种操作。

从直观形态看,流化床与处于蒸发状态的液体非常相像,在许多方面具有液体一样的特性。如图9.2-1所示,流化床类似流体的性质主要有以下几点:

(1) 在任一高度的静压近似等于在此高度上单位床截面内固体颗粒的重量。

(2) 无论床层如何倾斜,床表面总是保持水平,床层的形状也保持容器的形状。

(3) 床内固体颗粒可以像流体一样从底部或侧面的孔口中排出。

(4) 密度高于床层表观密度的物体在床内会下,密度小的物体会浮在床面上。

(5) 床内颗粒混合良好,当加热床层时,整个床层的温度基本均匀。

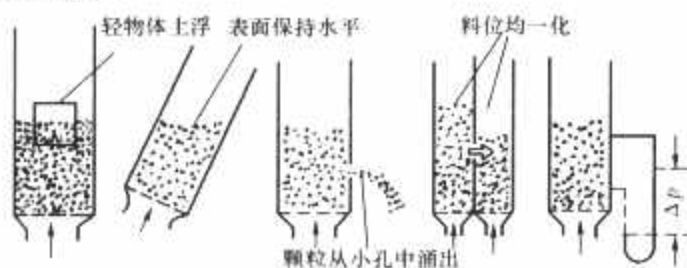


图9.2-1 气体流化床的拟流体性质

1.2 各类气固流态化的过渡及相关特性

随着气体流速的提高,颗粒床层依次从处于固定床状态逐渐转入鼓泡流化床,进而随着气固扰动的进一步加剧而使床层进入湍动流化床状态,随后过渡到与鼓泡流化床流动状态差异很大而以颗粒絮状体为特征的快速流态化状态,随着流速的进一步提高,气固流型转入气力输送状态。

为直观地表示上述各种流动状态的物理差异,引入图9.2-2所示的各种流动状态对应的颗粒浓度沿床层高度方向的变化曲线,可看出快速流化床中颗粒浓度沿床高的变化速率要比鼓泡流化床来得平坦些。

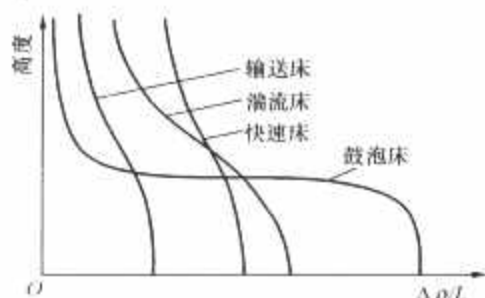


图9.2-2 不同流型下颗粒浓度沿床层高度的变化曲线

1.2.1 由鼓泡床到湍流床

在低速流化区,进入床内的气体不足以突破固体床料层

形成连续的气流,而会形成气泡,气泡以低频周期性的形式发生和运动,在床内发生汇聚或破裂,这种流化状态通常被称为鼓泡流化床。鼓泡流化床可以分为两个区域,即下部颗粒浓度很高的密相区(又称沸腾段)和床层表面至流化床出口之间的浓度较低的稀相区(又称自由空间或悬浮段)。密相区内典型的颗粒体积分数约为0.4,并且具有明显的床层表面。如图9.2-3所示,颗粒的空间滞留量沿床高不断衰减,显然增加自由空间高度使夹带离开流化床的颗粒量得以减少,并且存在着所谓输送分离高度(TDH)。当自由空间高度超过TDH后,颗粒的夹带量基本维持不变。

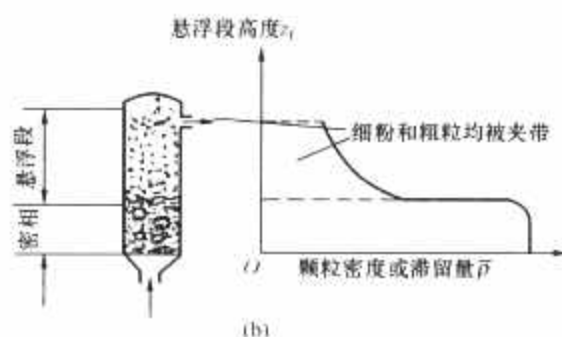
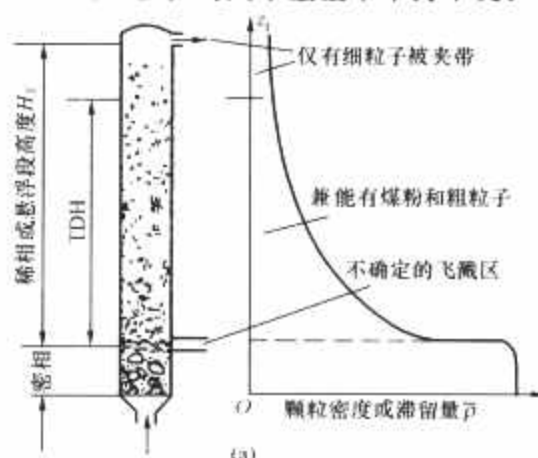


图9.2-3 鼓泡流化床的颗粒分布特征

(a) 自由空间高度>TDH; (b) 自由空间高度<TDH

当流化床装置较小时,可能会出现这样的一种流化状态:气泡在向上流动过程中由于气泡的汇集逐渐长大到设备的直径,但气流还不足以形成连续气体流动,此时被称为“节涌流化床”。节涌流化床是一种设备效应,不是一种流态化的内在特性。

当气速进一步增加,具有足够的能量突破固体床料层形成连续流动时,气泡会逐渐消失,气固两相混合的不均匀性开始改善,周期性稀密变化被不稳定的连续流动代替,颗粒体积分数浓度为0.2~0.3,形成了比鼓泡流化床更为均匀化的气固流动系统,床层进入湍流流态化状态。湍流流化床是介于鼓泡至快速流化床之间的一个中间流型,此时密相床层与自由空间的界线变得模糊不清而形成一个飞溅区,颗粒的夹带也明显加剧。

1.2.2 由湍流床过渡到快速床

在湍流流化床中,随着操作气速的不断增大,床内的气泡份额越来越大。由于在高的气泡份额下,床内作为连续相的颗粒相不再稳定。颗粒密相由连续相变成了分散相,气体

稀相则由分散相变成了连续相。此时床内流动状态进入快速流化床状态。

当床内颗粒浓度达到足够高时，大量颗粒结合在一起形成称之为颗粒絮状物的颗粒凝聚群（颗粒团）。在典型的快速流化床中可观察到不均匀的颗粒絮状物悬浮体（颗粒团）在稀相的上升气固流中随机地作上行或下行运动。快速流化床被认为介于湍流流化床和气力输送状态之间的一个流型，具有高的气固相对滑移速度、颗粒絮状物的形成与解体、极好的混合条件等主要特征，另一个明显的特征是快速流化床中悬浮颗粒浓度不但沿轴向（高度）而且还沿径向位置有变化。快速流化床中空穴，但由稀相和密相气固悬浮体构成，床内的平均固体体积分数低于0.2，并且可通过调整固体给入速率来控制床内颗粒浓度水平。

为维持快速床的稳态运行，必须连续不断地以较高的速率给入新鲜颗粒以弥补床料的损失。图9.2-4示出了典型的快速流化床示意图。从图9.2-4可以发现床层底部存在一个比较短的进口段，其颗粒体积分额 $\epsilon_p = 0.2 \sim 0.4$ ，然后是一段颗粒份额几乎维持不变的区段，该区段的颗粒份额 ϵ_p 一般在0.2左右，连同上述底部进口段，这两个区域通常称为快速流化床的密相区，该区段高度以 H_d 来表示。在密相区之上的上部夹带区，固体颗粒份额逐渐衰减到 $\epsilon_p = 0.02 \sim 0.05$ ，甚至更低。该区段高度以 H_t 来表示。试验研究

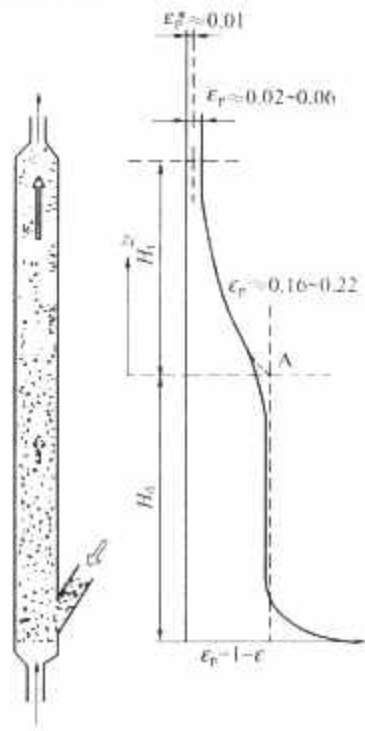


图 9.2-4 快速流化床及其颗粒分布特征

表明，快速流化床的底部密相区颗粒基本上运行在湍流流化床状态，如果把密相湍流流化床之上仍称作自由空间的话，那么与鼓泡流化床相比，快速流化床中的自由空间（或称稀相区）的颗粒浓度要高得多，并且存在颗粒絮状物及固体颗粒的大量返混。由于快速流化床内具有很高颗粒的携带速率，为维持工业装置的稳定运行如作为燃煤应用的循环流化床锅炉，通常在流化床出口外置分离装置以实施颗粒的分离以及循环回送。图9.2-5示出了典型循环流化床结构。

1.2.3 由快速流态化过渡到悬浮稀相流（气力输送）

当气体速度进一步增加时，颗粒运动逐渐转变为均匀向上运动，颗粒不再向下运动或返混，同时颗粒絮状物也消失，快速流化床上稀下浓的复合状态消失，床内密度上下均一，这是气固两相流动状态称为悬浮稀相流（又称气力输送）。可见，快速流态化是处于低速流态化和气力输送之间的一种状态。但快速流态化也并非低速流态化向高速的简单延伸，它必须具备如下条件：

- (1) 合适的颗粒物性。
- (2) 运行风速大于颗粒终端沉降速率。
- (3) 足够大的循环物料量。

循环物料量是快速流化床中的一个非常重要的参数，该参数对床内的流体动力特性、燃烧特性、传热特性以及变工况特性等影响很大。循环物料量的定量表述一般采用如下两种方法，第一种方法采用循环倍率的概念，其定义式如下

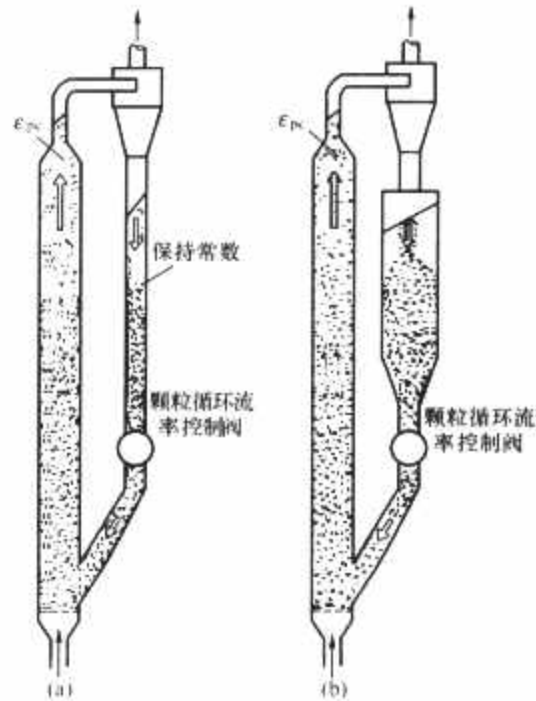


图 9.2-5 典型的循环流化床结构布置
(a) 稀相区颗粒浓度保持常数；
(b) 稀相区颗粒浓度不为常数

$$R_s = \frac{G_c}{F_c} \tag{9.2-1}$$

式中： R_s 为循环倍率； G_c 为循环物料量，kg/s； F_c 为物料加入量，kg/s。

采用循环倍率概念的最大优点是直观，计算比较方便，并可对循环流化床的操作运行进行大致的分类，目前广泛应用于循环物料量的定量描述中，但采用循环倍率的概念也有其不足之处，首先同一容量的燃烧炉由于燃料品质不同，燃料加入量也不相同，这样在同样的固体颗粒循环物料量下，循环倍率也不相同。其次，在采用脱硫剂时其循环物料量也与燃料加入量相比，则从概念上讲不尽合理。第三由于许多燃用含灰量少的循环流化床燃烧炉，需添加惰性物料作为循环物料，而这一部分也与投煤量相关联也不尽合理。所以也有采用循环流化床循环颗粒溶率，即单位床层面积上的循环物料量直接来表述

$$G_s = \frac{F_s}{A_b} \tag{9.2-2}$$

式中： G_s 为循环流化床循环颗粒流率，kg/(m²·s)； F_s 为循环物料量，kg/s； A_b 为床层截面积，m²。

上面所说的循环物料量均是指外部循环物料量，即通过返料机构送回床层的物料量，实际上在循环流化床锅炉中，有很大的内循环量，内循环量主要取决于床内构件及流体动力特性。

1.3 颗粒特性

(1) 颗粒分类。吉尔达特（Geldart）等人对常见常压空气流化条件下的典型固体颗粒依据颗粒平均粒径 d_p 和颗粒与气体的密度差 $(\rho_p - \rho_g)$ 将颗粒分为 A、B、C、D 四类。

表 9.2-1 给出了典型的 A、B、C、D 四类粒子的各种特性，从表中不难看出，四类粒子所反映出的流态化性能差异甚大。

表 9.2-1 四类颗粒的主要特征				
颗粒类型	C	A	B	D
粒度 ($\rho_p = 2500\text{kg/m}^3$)	$< 20\mu\text{m}$	$20 \sim 90\mu\text{m}$	$90 \sim 650\mu\text{m}$	$> 650\mu\text{m}$
沟流程度	严重	很小	可忽略	可忽略
可喷动性	无	无	浅床时	有
最小鼓泡速度 u_{mb}	无气泡	$> u_{mf}$	$= u_{mf}$	$= u_{mf}$

续表

颗粒类型	C	A	B	D
气泡形状	仅为沟流	平底圆帽		
固体混合	很低	高	中	低
气体返混	很低	高	中	低
粒度对流体动力特性的影响	未知	明显的	很小	未知
流化特性	很难流化	容易流化	良好流化	一般

注 u_{mf} 为临界流化速度。

(2) 球形度。流态化工程领域涉及的颗粒多为不规则形状，为表征异形颗粒偏离球形颗粒的程度，引入所谓颗粒球形度 ϕ_p 的概念，其具体定义为体积与任意形状颗粒相同的球体表面积 $A_{v,sp}$ 与颗粒表面积 A_p 之比

$$\phi_p = \frac{A_{v,sp}}{A_p} = \frac{\pi d_{v,sp}^2}{A_p} = \frac{\pi [(6/\pi)V_p]^{2/3}}{A_p} = \frac{V_p^{2/3}}{0.207A_p} \quad (9.2-3)$$

式中： $d_{v,sp}$ 为等体积球的直径； V_p 为颗粒体积。

颗粒球形度通常可采用实测方法获得。表 9.2-2 列举了可供参考的若干典型粒子的球形度数据。

表 9.2-2 非球形颗粒的球形度数据

物料	性状	ϕ_p	物料	性状	ϕ_p
原煤粒	大至 10mm	0.65	砂	平均值	0.75
破碎煤粉		0.73	硬砂	尖角状	0.65
烟道飞灰	熔融球状	0.89	硬砂	尖片状	0.43
烟道飞灰	熔融聚集状	0.55	渥太华砂	接近球形	0.95
碎玻璃屑	尖角状	0.65	砂	无棱角	0.83
鞍形填料		0.3	砂	有棱角	0.73
拉西环		0.3	钨粉		0.89

(3) 平均直径。在数学上可利用各种平均方法来求取颗粒的平均直径，以代替颗粒分散相的特性。表 9.2-3 给出了不同颗粒平均直径的计算方式。

表 9.2-3 不同颗粒平均直径的计算方式

颗粒平均直径	计算公式	备注
根据颗粒直径大小按个数来平均的算术平均直径 d_{10}	$d_{10} = \frac{\sum N_i d_{10}}{\sum N_i}$	
根据颗粒表面积来平均的表面积平均直径 d_{20}	$d_{20} = \sqrt{\frac{\sum N_i d_{20}^2}{\sum N_i}}$	平均直径 d_{20} 所计算出的颗粒总表面积和真正分散相颗粒的总表面积相等
按颗粒体积来平均的体积平均直径	$d_{30} = \sqrt[3]{\frac{\sum N_i d_{30}^3}{\sum N_i}}$	
重量平均直径 d_{43}	$d_{43} = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} X_i d_i}{\sum_{i=1}^{n-1} X_i}$	是各档粒径 d_i (所处的相邻筛分孔径 d'_i 和 d'_{i+1} 的平均直径) 与其重量份额 X_i 乘积的总和。式中 X_i 是某一筛上的残留百分数%； d_i 是某一残留或重量所在的筛孔直径与上一筛孔直径的算术平均值 $d_i = (d'_i + d'_{i+1})/2$ 或 $d_i = \sqrt{d'_i d'_{i+1}}$

续表

颗粒平均直径	计算公式	备注
比表面积平均直径 \bar{d}_s	$\bar{d}_s = \frac{1}{\sum_{i=1}^n X_i/d_i}$	n_s 是标准筛层数

1.4 临界流化速度

通常将床层从固定状态转变到流化状态 (或称沸腾状态) 时按布风板面积计算的空气流速称为临界流化速度 u_{mf} ，即所谓的最小流化速度，但是必须指出的是工业应用的燃煤流化床锅炉其正常的流化运行风速均要大于 u_{mf} 。

基于 Ergun 公式可以得到临界流化速度 u_{mf} 的计算公式

$$\frac{1.75}{\epsilon_{mf}^3 \phi_p} Re_{mf}^2 + \frac{150 (1 - \epsilon_{mf})}{\epsilon_{mf}^3 \phi_p^2} Re_{mf} = Ar \quad (9.2-4)$$

式中：阿基米德数定义为

$$Ar = \frac{d_p^3 \rho_k (\rho_p - \rho_g) g}{\mu^2} \quad (9.2-5)$$

但上述临界流化速度计算公式在实际计算中存在较大的误差。目前，临界流化速度通常依赖于实验测定或借助于经验公式作近似计算。

对于由均匀粒度组成的床层，在固定床通过的气体流率很低时，随着气速的增加，床层压降成正比增加，并且当风气速达到一定值 u_{mf} 时，床层压降达到最大值 Δp_{max} ，如图 9.2-6 所示，该值略高于整个床层的静压，如果再继续提高气速，固定床突然“解锁”，换言之，床层空隙率 ϵ_b 增大至 ϵ_{mf} ，结果床层压降降至床层的静压。随着气速超过最小流化速度，床层出现膨胀和鼓泡现象，并导致床层处于非均匀状态。在一段较宽的范围内，进一步增加气速，床层的压降仍几乎维持不变。上述从低气速上升到高气速的压降流速特性试验称为“上行”试验法，由于床料初始堆积情况的差异，实测临界流化速度往往采用从高气速区降低到低速固定床的压降流速特性试验，通常称其为“下行”试验法。

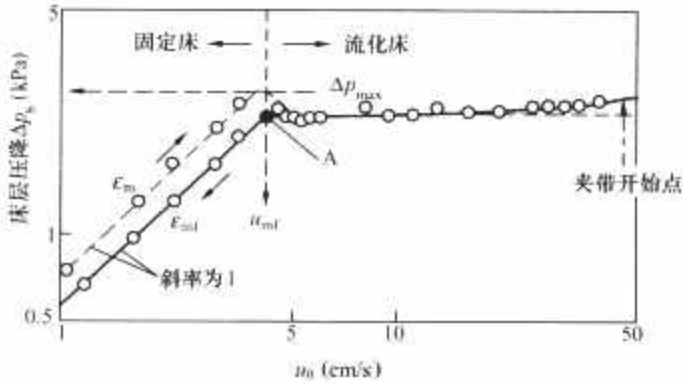


图 9.2-6 均一粒度床料的压降—流速特性

如果床层是由宽筛分颗粒所组成，当气速 u_0 增加后，一些细粒子会很容易在大粒子之间构成的空穴中起到很好的润滑和促使大颗粒松动的作用，往往会在大粒子尚未运动前，床内的小颗粒已部分流化。床层从固定床转变到流化床没有明显的解锁现象，如图 9.2-7 所示。然而，在宽筛分床料组成的流化床中，由于颗粒大小差异较大，往往会出现分层流化情况。

多年来，不同的研究者依据各自的研究结果提出不同的临界流化速度的经验计算公式，但通用性还比较差。针对流化床锅炉燃用劣质燃料的宽筛分床料，可以采用以下计算准则

$$Re_{mf} = 0.088 2Ar^{0.528} \quad (9.2-6)$$

式中：试验范围为 $Ar = (2 \sim 700) \times 10^4$ ；定性尺寸为 $d_p =$

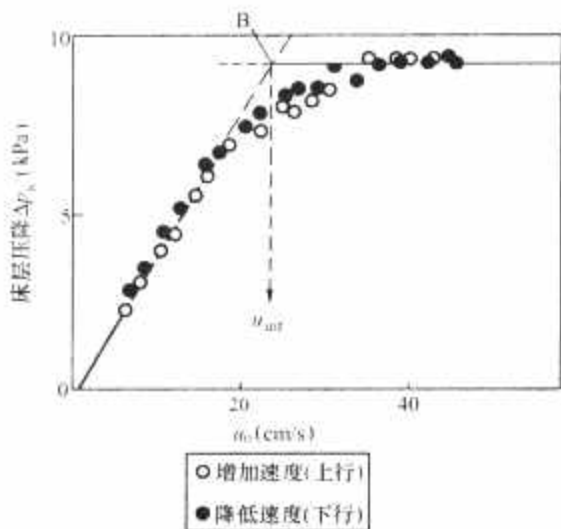


图 9.2-7 宽筛分床料的压降—流速特性

$\phi_p X_i d_p$, ϕ_p 为颗粒的球形度, 对石煤及矸石类燃料 ϕ_p 可取 0.6 左右; $Re_{mf} = \frac{u_{mf} d_p}{\gamma_g}$, γ_g 为气体的运动黏度。

重新整理式 (9.2-6) 后可得到

$$u_{mf} = 0.294 \times \frac{d_p^{0.584}}{\gamma_g^{0.056}} \left(\frac{\rho_p - \rho_g}{\rho_g} \right)^{0.528} \tag{9.2-7}$$

临界流化风速除与床料颗粒和密度有关外, 还与流化气体的物性参数有关。式 (9.2-8) 给出了温度对临界流化风速的影响程度, 如床温 t_b 时的临界流化风速为 u_{mf}^t , 则折算成标准状态 (0℃) 时的临界流化速度 u_{mf}^0 为

$$u_{mf}^0 = 0.294 \times \frac{d_p^{0.584}}{\gamma_g^{0.056}} \frac{\rho_p^{0.528}}{\rho_g^{0.528}} \times \frac{273}{273 + t_b} \tag{9.2-8}$$

1.5 颗粒终端流化速度

颗粒在流体中沉降时, 受到重力、浮力和流体对颗粒的曳力的作用。重力和浮力之差是使颗粒发生沉降的动力, 摩擦阻力则是流体截至阻碍颗粒运动的力, 其方向与颗粒运动方向相反。对于给定的颗粒和流体, 颗粒大小和所受的浮力都已确定, 阻力随颗粒的运动速度而变。颗粒在流体中沉降时, 一开始为加速运动, 但由于颗粒与流体间发生了相对运动, 因而流体摩擦对颗粒产生阻力。阻力的方向与颗粒运动方向相反。速度越大, 阻力也越大。在颗粒降落一段时间后, 当流体对颗粒的阻力等于颗粒的浮重 (重力与浮力之差) 时, 颗粒即以等速度降落, 这个速度称为颗粒的终端速度。

对于球形颗粒, 根据颗粒匀速下降时的受力平衡可以得到颗粒的终端速度的表达式

$$u_t = \left[\frac{4gd_p(\rho_p - \rho_g)}{3\rho_g C_D} \right]^{1/2} \tag{9.2-9}$$

式中: C_D 为曳力系数, 是雷诺数 Re_t 的函数, $Re_t = \frac{\rho u_t d_p}{\mu}$ 。

对于不同的雷诺数范围, 球形颗粒终端速度的解析式见表 9.2-4, 表中 $Ar = \frac{d_p^3 g \rho_g (\rho_p - \rho_g)}{\mu}$ 。

表 9.2-4 不同雷诺数范围时球形颗粒终端速度的解析式		
雷诺数范围	曳力系数 C_D	球形颗粒终端速度 u_t
$Re_p < 0.4$	$C_D = \frac{24}{Re_p}$	$u_t = \frac{\mu}{d_p \rho_g} \left(\frac{Ar}{18} \right)$
$Re_p = 0.4 \sim 500$	$C_D = \frac{10}{Re_p^{0.5}}$	$u_t = \frac{\mu}{d_p \rho_g} \left(\frac{Ar}{7.5} \right)^{0.666}$
$Re_p = 500 \sim 200\,000$	$C_D \approx 0.43$	$u_t = \frac{\mu}{d_p \rho_g} \left(\frac{Ar}{0.33} \right)^{0.5}$

对于非球形颗粒, 计算终端沉降速度时, 还应作相应的修正。不同雷诺数范围时非球形颗粒的终端速度见表 9.2-5。非球形颗粒的曳力系数 C_D 见表 9.2-6。

表 9.2-5 不同雷诺数范围时非球形颗粒终端速度的解析式		
雷诺数范围	非球形颗粒终端速度 u_t	备注
$Re < 0.05$	$u_t = K_1 \frac{(\rho_p - \rho_g) d_p^2}{18\mu}$	$K_1 = 0.843 \lg \left(\frac{\phi_s}{0.065} \right)$
$Re = 0.05 \sim 2000$	$u_t = \left[\frac{4}{3} \frac{gd_p (\rho_p - \rho_g)}{\rho_g C_D} \right]^{0.5}$	其中 C_D 的值可以查表 9.2-6
$Re = 2000 \sim 200\,000$	$u_t = 1.74 \left[\frac{g (\rho_p - \rho_g) d_p}{\rho_g} \right]^{0.5}$	其中 $K_2 = 5.31 \sim 4.88 \phi_s$

表 9.2-6 非球形颗粒的曳力系数 C_D					
ϕ_s	Re				
	1	10	100	400	1000
0.670	28	6	2.2	2.0	2.0
0.806	27	5	1.3	1.0	1.1
0.846	27	4.5	1.2	0.9	1.0
0.946	27.5	4.5	1.1	0.8	0.8
1.000	26.5	4.1	1.07	0.6	0.46

1.6 空隙率和颗粒浓度

固定床的空隙率是指床层静止时, 颗粒物料中的空隙体积和床层总体积的比值, 空隙率用 ϵ 表示。一般而言, 当床层静止不动时, 固定床空隙率与颗粒形状有关。当使用形状不规则或表面比较粗糙的颗粒时, 固定床的空隙率比使用球形颗粒时为大 (松散充填), 由于这类颗粒表面不规则而造成相互“联锁”或“架桥”现象, 从而增大空隙率。另一方面, 使用粒径范围比较宽的物料时, 因为小颗粒可充填于大颗粒空隙之间而造成床层空隙率变小。因而, 当流体以一定的流速流过床层时, 因空隙率不同, 也会导致压降的不同。

设流化床床层的总体积为 V_b , 颗粒的总体积为 V_p , 流体所占的体积为 V_g , 则 $V_b = V_p + V_g$ 。床层的空隙率 ϵ 是指流体所占的体积 V_g 与床层总体积 V_b 之比, 即

$$\epsilon = \frac{V_g}{V_b} = 1 - \frac{V_p}{V_b} \tag{9.2-10}$$

局部空隙率是指床层某点处的空隙率, 也即该点小区内空隙率的平均值。

床层颗粒浓度 ρ_s 是指颗粒所占的体积 V_p 与床层总体积 V_b 之比, 即

$$\rho_s = \frac{V_p}{V_b} = 1 - \epsilon \tag{9.2-11}$$

1.7 流化床的阻力特性

所谓流化床层的阻力特性是指空气通过料层的阻力 (压降) Δp_b 与按床截面积计算的冷态流化风速 (或称表观速度) u_0 之间的关系。如前所述, 料层开始流化之前, 阻力 Δp_b 随流化风速 u_0 的提高而急剧增大。料层开始流化后, Δp_b 随 u_0 的提高而基本不变; 对于颗粒规程密度一定、厚度一定的料层具有一定的料层阻力; 在同一料层厚度下, 料层温度对料层阻力影响甚微。

鉴于流化床层具有这些独有的特性,因而可以用它来判断料层是否处于流化状态,确定锅炉运行时静止料层的厚度和所要配的风机的压力大小(鼓风机压力应 \geq 风道阻力+布风板阻力+料层阻力)。

在理想状态下,流化后的流化床阻力应等于单位面积布风板上的料层重量

$$\Delta p_b = \frac{G_b}{A_b} = H_0 (\rho_p - \rho_g) g (1 - \epsilon_{b0}) \quad (9.2-12)$$

$$\epsilon_{b0} = 1 - \frac{\rho_b}{\rho_p} \quad (9.2-13)$$

式中: Δp_b 为流化后的流化床阻力, Pa; G_b 为料层重力, N; A_b 为布风板有效面积即流化床截面积, m^2 ; H_0 为静止料层厚度, m; ρ_p 、 ρ_g 分别为颗粒和气体的密度, kg/m^3 ; ϵ_{b0} 为静止料层的堆积空隙率; ρ_b 为静止料层的堆密度, kg/m^3 。

因为, $\rho_g < \rho_p$ 故由式 (9.2-12) 可得

$$\Delta p_b = H_0 \rho_b g \quad (9.2-14)$$

在实际情况下, $\Delta p_b < H_0 \rho_b g$ 可写为

$$\Delta p_b = n_p H_0 \rho_b g \quad (9.2-15)$$

式中: n_p 为压降减少(弱)系数, $n_p < 1$ 。

锅炉运行中的静止料层厚度 H_0 可按式确定

$$H_0 = \frac{\Delta p_i - \Delta p_d}{n_p \rho_b g} \quad (9.2-16)$$

式中: Δp_i 为布风板阻力与流化床阻力之和, 对有溢流的鼓泡流化床, 其值等于布风板下的风室静压; Δp_d 为布风板阻力, 可以按运行时的布风板阻力特性曲线中查得。

在没有布风板阻力特性曲线的情况下, 可按下式计算

$$\Delta p_d = \xi \frac{\rho_g u_{0r}^2}{2} = \xi \frac{\rho_g u_0^2}{2 \eta_b} \quad (9.2-17)$$

$$u_{0r} = \frac{\text{风量 } Q}{\text{风帽小孔总面积 } A_{0r}}$$

式中: u_{0r} 为风帽小孔总面积计算的小孔速度, m/s; η_b 为风帽的开孔率; A_{0r} 为风帽小孔总面积, m^2 ; ξ 为风帽阻力系数。

2 鼓泡流化床的气固两相流动特性

在循环流化床中, 炉膛下部密相区和外置式换热器中的气固运动都类似鼓泡流化床。因此, 这里简单介绍一下鼓泡流化床的气固两相流动特性。

鼓泡流化床由下部密相区和上部稀相区组成。密相区由具有低固体颗粒密度的气泡相和具有高颗粒密度的乳化相组成。气体通过布风装置进入床层后, 当气体速度大于最小鼓泡速度后床层内就会出现气泡, 气泡随着气流不断上升, 同时由于气泡间的相互作用, 在上升过程中, 可能会与其他小气泡合并长大为大气泡, 同时大气泡也有可能破碎分裂成多个小气泡。

密相区的空隙率 ϵ_d 可以用下式计算

$$\epsilon_d = \delta_b + (1 - \delta_b) \epsilon_{mf} \quad (9.2-18)$$

$$\delta_b = 0.3 f_b d_b^{0.5}$$

f_b 可以采用粗砂颗粒为床料的冷态试验数据回归而成的经验公式

$$f_b = 1.74 (u_0 - u_{mf})^{0.725} h_d^{-0.434} \quad (9.2-19)$$

d_b 的计算公式为

$$d_b + 0.9 u_{mf} d_b^{0.5} - 0.862 (u_0 - u_{mf})^{0.275} h_d^{0.434} = 0 \quad (9.2-20)$$

式中: δ_b 为密相区内气泡的份额; d_b 为气泡直径; f_b 为气

泡频率; 对于燃煤流化床, h_d 为密相床高度。

3 循环流化床气固两相流体动力特性

一般来说, 循环流化床锅炉的炉内床料是宽筛分的粗颗粒, 我国循环流化床锅炉常用的给煤粒径为 $0 \sim 10 mm$ 。

循环流化床燃烧技术的典型运行速度在 $5 \sim 8 m/s$ 之间, 在这样的运行速度下, 循环流化床燃烧炉内的颗粒流动就表现出这样一种现象, 由于粗颗粒及其宽筛分, 气体运行速度总是位于床料颗粒的终端速度分布某一处, 因此总会有一部分较粗颗粒不能被携带到炉膛上部空间而一直留在炉膛下部, 与送回的循环物料一起形成比较明显的炉膛下部密相区域, 而且气体速度的任何变化都会导致炉膛内颗粒浓度分布的变化。循环流化床锅炉炉膛上部的颗粒浓度较小, 一般在 1% 以下, 但其颗粒平均停留时间相对长。

炉膛内存着下部密相区和上部稀相区的现象, 现都被普遍接受, 炉膛内流体动力结构示意图见图 9.2-8。

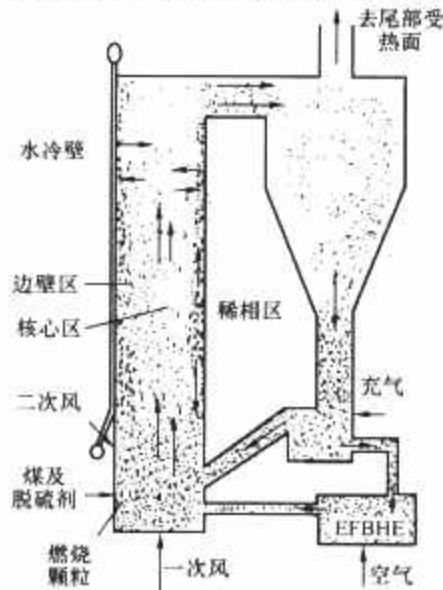


图 9.2-8 循环流化床锅炉炉内流体动力结构示意图

3.1 循环流化床回路压力平衡

循环流化床中, 固体颗粒在燃烧室中随气流上升, 在分离器中分离, 通过返料回路回到炉膛。炉膛、分离器、返料管和固体物料回送装置组成一个循环回路。回路中固体颗粒的流量对回路的压力分布产生影响。

图 9.2-9 示出一个采用流动密封阀的固体颗粒循环回路, 根据试验研究和理论研究, 在这样的固体物料循环回路中沿着回路的压力之和为零, 即

$$\Delta p_{CB} + \Delta p_{SP} + \Delta p_{ST} + \Delta p_{LS} = 0 \quad (9.2-21)$$

图 9.2-10 示出了在如图 9.2-9 所示的固体颗粒循环回路中试验得到的三种不同循环物料量下的三个循环回路的压力分布, 图 9.2-10 中的符号表明了图 9.2-19 中的各测点位置, 从图 9.2-10 中可以看出循环回路中循环床分离器和阀的压降靠立管来平衡, 当固体颗粒循环量增加时, 循环流化床的压降 Δp_{CB} 和阀的压降 Δp_{LS} 均增大, 此时立管的压力增加 Δp_{ST} 也随之增加, 以达到循环回路的压力平衡。在循环回路中立管起着非常重要的作用, 即压力平衡作用, 从而可以使

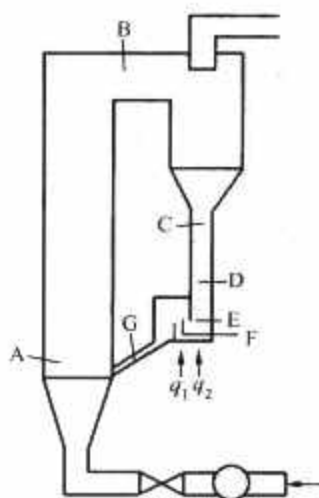


图 9.2-9 固体颗粒循环回路示意图

固体颗粒从低压区送到高压区。

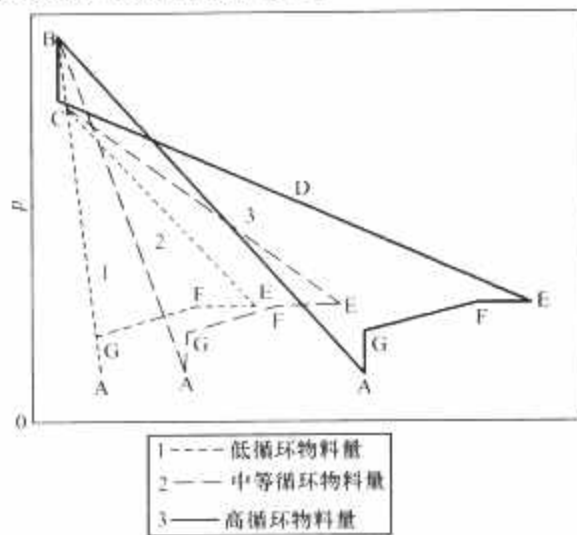


图 9.2-10 固体颗粒循环回路的压力变化规律（图中 A-G 位置见图 9.2-9）

3.2 密相区的流体动力特性

在循环流化床燃烧炉下部的密相区处于湍流流态化状态。在这种状态下，床内气泡相由于快速的合并和破裂失去了其同一性，床内气固两相混合剧烈，颗粒浓度分布相当均匀，大量颗粒被抛入床层上方的悬浮空间。密相区的流动特性还受到布风系统、炉膛下部结构以及返料及给煤系统等因素的影响。密相区的高度在有二次风时通常以二次风口位置为分界位置。

Hannes 等（1995）采用针对典型的循环流化床锅炉运行参数提出采用式（9.2-22）来计算密相区稀相所占的份额

$$\delta_b = \frac{1}{1 + \frac{1.3}{f_d} (u_0 - u_{mf})^{-0.8}} \quad (9.2-22)$$

式中： f_d 为考虑颗粒粒径的经验值； u_0 为运行风速； u_{mf} 是颗粒临界流化速度。

如假设颗粒乳化相处于临界流化状态，则密相区颗粒体积份额 $\epsilon_{d,s}$ 为

$$\epsilon_{d,s} = \epsilon_{mf,s} (1 - \delta_b) \quad (9.2-23)$$

式中： ϵ_{mf} 为临界流化状态下颗粒体积份额。

3.3 稀相区的流体动力特性

在密相区以上，稀相区的下部存在着一个所谓的“过渡区段”，也有研究者定义为飞溅区，这个区域相对于整个炉膛高度来说很短。颗粒被抛离密相区后，即进入过渡区段内，相当一部分较粗的颗粒很快回落到密相区，而其余的颗粒则随气流流动扩散。因此，在这个区域内颗粒浓度衰减非常快，颗粒返混剧烈。而稀相区其他区域内的颗粒浓度衰减则要慢得多。

稀相区内的固体颗粒浓度沿径向具有环形流特征，即床层截面可分为两个区域，边壁附近的高颗粒浓度区域（常称为边壁区）和中心区域的低颗粒浓度区（常称为核心区）。边壁区内的绝大部分颗粒都沿壁面向下流动，而核心区内的绝大部分颗粒却向上流动。同时，颗粒在核心区内沿轴向径向流动扩散，当一部分颗粒沿径向运动到壁面区时，就在壁面区内向下流动，另外一部分被气体带到炉膛出口的颗粒，由于气体流动的转向及颗粒流动的惯性，即“出口效应”，相当一部分颗粒返混流回炉膛，返回炉膛的颗粒多数也在壁面区域内下滑。

边壁区域相对于核心区来讲，所占炉膛截面份额要小得多，但其颗粒浓度却比核心区要高得多，而且由于沿高度方

向不断有较多颗粒从核心区过来，使得边壁区的颗粒浓度和厚度也沿高度逐渐下降。式（9.2-24）是在多台循环流化床锅炉测试数据基础上获得的边壁区厚度的一种经验计算方法。即

$$\frac{\delta}{D_t} = 1.1 Re^{-0.33} \left(\frac{h_0}{D_t} \right)^{0.68} \left(\frac{h_0 - h}{h_0} \right)^{0.92} \quad (9.2-24)$$

$$\text{雷诺数 } Re = \frac{U_0 D_t \rho_g}{\mu_g}$$

式中： δ 为边壁区厚度； D_t 为床体当量直径； h_0 为床高； h 为布风板以上高度。

在边壁区内下滑的颗粒很容易形成所谓的“颗粒团”。这些颗粒团在脉动流动中，部分颗粒团会进入核心区内，一旦颗粒团进入核心区后，就会没经轴向和径向扩散运动就很快分解成单个颗粒，因此在核心区内径向和轴向移动的主要是单个颗粒，很少存在颗粒团。边壁区内向下流动的颗粒或颗粒团的流动速度从炉膛顶部向下逐渐增加，而且随着炉膛高度的增加，炉膛下部边壁区内的颗粒下滑速度越大。

颗粒、颗粒团在炉内流动时都存在着径向和轴向的流动，其浓度也沿径向和轴向方向有变化，但核心区内的颗粒流率或浓度沿径向变化较小。

许多研究表明，稀相区内的气体速度分布沿径向是明显不均匀的。一般来说，中心区域的速度要高于表观速度许多，而靠近边壁的区域气体速度则要小得多。气体在流动时也有着径向和轴向的扩散，但径向扩散系数和轴向扩散系数都很小。

循环流化床锅炉稀相区的流体动力特性同时还受下列一些因素影响：

（1）二次风的影响。二次风的风量及加入方式会影响炉膛轴向浓度分布。当有大股风量作二次风加入时，会使二次风口以下位置的颗粒浓度远高于二次风口以上，而且轴向浓度分布曲线在二次风口处会出现一个断点。二次风通常是径向喷嘴加入的，这样沿壁面下滑的颗粒在流经二次风入口时，会被推到二次风口边上，从而使二次风口边上的颗粒浓度增加。

（2）角落的影响。在矩形截面的炉膛内，受角落两相邻壁面的影响，边壁区内相当一部分颗粒流向角落，导致角落里颗粒向下流动更为显著。因此，角区内颗粒浓度较高，下滑的颗粒流率也增加，甚至其下滑速度也增加，另外也增加靠近角落区的边壁区厚度。

（3）出口形状的影响。锅炉出口形状对炉内流体动力结构影响也很大，炉膛出口形状一般可以分为两种，如果气流需要转向幅度很大才流出炉膛的出口，称为“剧变出口”，相反，如气流经缓慢转向后就离开炉膛的出口，则为“缓变出口”。事实上，剧变出口相当于一个简单的气固分离器，由于颗粒相对较大较重，许多颗粒到出口处不能转很大弯而错过出口撞到炉墙上，然后返回炉膛内。对于缓变出口，绝大部分颗粒能较好地随气流离开炉膛，使得外部颗粒循环量更加多。一般来说有剧变出口的炉膛，其出口附近往往有一个浓度增加的区域，而缓变出口却没有发现这种现象。对于剧变出口，上升颗粒流大约有 20% 返混回炉膛。



图 9.2-11 膜式水冷壁附近颗粒流动结构示意图

(4) 膜式水冷壁的影响。与平壁面不同,颗粒在膜式水冷壁上的分布是不均匀的,膜式壁上颗粒浓度分布可以用图 9.2-11 表示,即在鳍片区域尤其圆管与鳍片连接处的颗粒浓度要比水冷管的脊部要高。

3.4 循环流化床稀相区颗粒浓度分布模型

在循环流化床锅炉中,炉内受热面主要布置在床上部稀相区中,因此了解这一区域的流动状况尤为重要。

循环流化床气、固两相流动模型可分为局部流动结构模型(local flow structure model)和整体流动结构模型(overall flow structure model)。局部流动结构模型主要描述床内稀相及絮状物相的局部分布及变化,整体流动结构模型主要描述稀相区中气、固流动在床内轴、径向的不均匀分布规律,迄今发展的模型主要可分为一维、一维两区、二维和固体颗粒随机运动模型四类。由于对循环流化床中传热影响主要是床内气、固流动在床内轴、径向的不均匀分布规律,因此这里主要讨论整体流动结构模型。

一维轴向流动模型是将床内气、固流动作为一维拟均处理得到,主要是描述了颗粒浓度沿轴向的变化规律,未考虑床内径向的固体颗粒浓度不均匀性。比较著名的有由 Li 与 Kwauk 于 1980 年提出的双相模型及 Bolton 和 Davidson 1988 年提出的双区模型,这一类模型的共同缺点是都不能解释颗粒径向分布的不均匀性。

第二类模型通过将流动划分为两个或多个区域来近似描述颗粒浓度径向分布,比如环-核类的模型,主要是基于环-核流动的基本假设,近似描述了循环流化床颗粒浓度及速度径向分布的不均匀性,在这类模型中比较有代表性、也比较成功的有白丁荣、金涌等提出的双通道模型(1987)及 Berruti 与 Kalogerakis (1989) 提出的模型,环-核模型在描述循环流化床气、固流动中是较为成功的,基本上解决了第一类模型所存在的问题。Werther 等(1991)运用这类模型来解释循环床中径向气固混合行为等,都获得了比较满意的结果,但是,在双通道模型中认为核心区半径不随床层轴向位置的变化而变化,这一观点与 Rhodes 等(1990)、白丁荣等(1993)及 Zhou 等(1995)的实验测量是不符的。但 Zhang 等(1995)、Gregory 等(1993)的实验发现核心区半径随床层轴向位置基本不变或变化较小。

环-核模型是一种较为接近实际情况的实用模型,作为两维模型的一种简化,它不仅描述了床内气、固流动轴向不均匀性,而且也可以描述气、固流动在径向的变化以及颗粒的内循环流动结构。环-核流动模型的基本概念是将气、固流动沿床层截面分为两个平行通道,因而也称为双通道流动模型(白丁荣,金涌等,1987)。在每一个通道内,气体速度、颗粒速度以及颗粒悬浮密度均一,两个通道之间具有质量核动量交换作用。

第三类模型从基本方程(Navier-Stokes 方程)出发,使用计算流体力学(CFD)技术来描述气、固两相流动,这类模型的吸引力是显然的,因为它能够很方便地处理一些复杂的几何结构及多点气体输入等情况。但是这类模型的计算比较复杂,计算工作量相当大,比较有代表性的有: Soo (1967)、Jackson (1985) 及 Tsuo 与 Gigaspow (1990) 等提出的模型。

第四类模型的特点就是将循环流化床内的颗粒运动看做是类似于布朗运动的随机运动,运用随机运动的理论和方法来描述循环床内的流化状态。这类模型见得不是很多,岑可法和樊建人(1988)在较为全面地考虑了颗粒群湍流扩散后

提出脉动频谱随机轨道模型(Fluctuation Spectrum Random Trajectory Model, 简称 FSRT 模型); Iordache 等(1993)引入玻耳兹曼方程建立了一个气动力模型;中科院化工冶金研究所谢裕生等(1990)根据 Kwauk 所指出的轴向空隙率的“S”形分布,且认为流化床内颗粒运动是一种随机运动过程,同生物扩散有类似之处,将布朗运动模型和随机步行理论拓展应用于循环流化床的颗粒的运动,其空隙率分布满足 Fokker-Plank 方程。

3.4.1 一维轴向分布模型

一维轴向流动模型的研究常给出径向平均颗粒浓度或空隙率随床高的变化,这些曲线的实验点一般都由沿床高的压力分布来决定,认为压力降即能代表颗粒浓度

$$\rho_p(1-\epsilon) = -\frac{d\rho}{g dz} \quad (9.2-25)$$

该方程忽略了在床内下部有很大影响的加速作用、气固两相的壁面摩擦和气相密度。

这类模型中较有代表性的有 Li-Kwauk (1986)、Kunii-Levenspiel (1990) 等提出的模型。

Kwauk 等(1986)认为循环床下部存在一个密相区,而在密相区上部到出口是稀相区,稀相区内的空隙率呈典型的“S”形分布,其数学表达式为

$$\ln \frac{\epsilon - \epsilon_d}{\epsilon^* - \epsilon} = \frac{-1}{h_0}(h - h_i) \quad (9.2-26)$$

式中: ϵ 为离布风板 h 高度处的空隙率; h_0 为特征高度,即床高; h_i 为曲线转折点; ϵ_d 为密相区空隙率; ϵ^* 为稀相区无穷远处的空隙率。

另外,许多研究者考虑快速流化床颗粒由底部密相区向上部稀相区的运动,即为颗粒的夹带输送过程,由此给出所谓的“夹带模型”。其中较有代表性的有 Kunii-Levenspiel, Rhodes 等的模型。Kunii-Levenspiel (1991) 给出描述颗粒轴向浓度分布的数学表达式为

$$\frac{\epsilon^* - \epsilon}{\epsilon^* - \epsilon_d} = \exp[-a(h - h_i)] \quad (h > h_i) \quad (9.2-27)$$

式中: a 为快速床床内浓度衰减系数,由实验关联而得,一般 $ah_0 = 4$; ϵ_d 为密相区空隙率,其值一般在 0.6~0.84 之间,流化风速高时取低值; h_i 为转折点,常取为二次风口位置; ϵ^* 为稀相无穷远处的空隙率,可以取为 0.99。

3.4.2 一维两通道环核流动模型

一维两通道模型(核心-边壁区)的基本概念是将气固流动沿床截面分为两个通道,在每个通道内,气体速度、颗粒速度以及颗粒浓度均一,而且两个通道之间有质量和动量等交换(见图 9.2-12)。有许多的一维两通道的模型被提出,这些模型各有特点,都能在某种程度上预测循环流化床内的颗粒浓度分布。下面所举例是其中一种。

对每一组分 i 的固体颗粒,在稳态工况下在核心区和边壁区的平衡方程为

$$\frac{d(V_{cr}C_{cr}f_{cr}A_{cr})}{dz} = \frac{d}{dz}[A_{cr}D_{cr}\frac{d(C_{cr}f_{cr})}{dz}] + S_{cr} + G_{cr} \quad (9.2-28)$$

边壁区

$$\frac{d(V_{wb}C_{wb}f_{wb}A_{wb})}{dz} = \frac{d}{dz}[A_{wb}D_{wb}\frac{d(C_{wb}f_{wb})}{dz}] + S_{wb} + G_{wb} \quad (9.2-29)$$

其中

$$\sum_{i=1}^N f_{ci} = 1$$

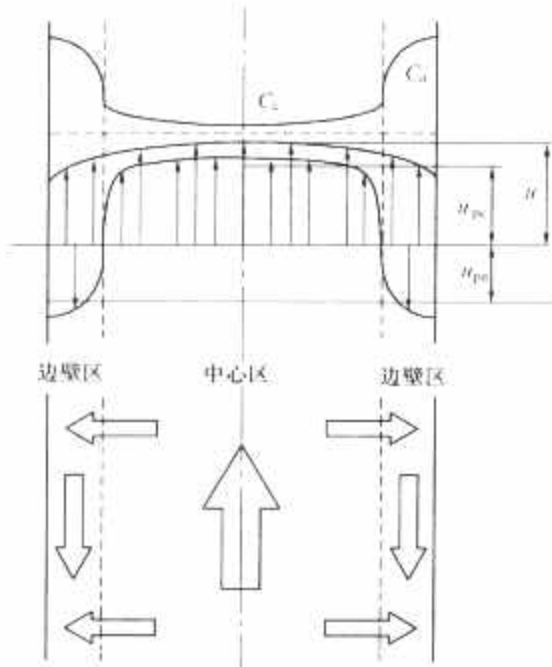


图 9.2-12 循环流化床环-核流动模型示意

$$\sum_{i=1}^N f_{ai} = 1$$

式中： V 为颗粒速度； C 为浓度； f 为某档颗粒的质量份额； $D_{a,g}$ 为轴向扩散系数； A 为床截面积； S_{ci} 和 S_{ai} 分别为核心区 and 边壁区内组分 i 的加入速率； G_{ci} 和 G_{ai} 分别为核心区 and 边壁区内组分 i 的生成速率，依据颗粒的燃烧和磨损计算；下标 c, a, i 分别为核心区、边壁区和颗粒粒径档。

核心区和边壁区之间存在着物料的相互交换，其交换净流量即为该区域的加料量，核心区 and 边壁区的单位高度内组分 i 的加料速度 S_{ci} 、 S_{ai} 可表达为

$$S_{ci} = (D_{ac7}C_{ai}f_{ai} - D_{ca7}C_{ci}f_{ci})F \quad (9.2-30)$$

$$S_{ai} = (D_{ca7}C_{ci}f_{ci} - D_{ac7}C_{ai}f_{ai})F \quad (9.2-31)$$

式中： D_{ac7} 、 D_{ca7} 分别为组分 i 由边壁区到核心区或由核心区到边壁区的扩散系数； F 为核心区、边壁区的交界周长。

核心区内和边壁区内的组分 i 的生成包括以下几个方面：上一档的颗粒由于燃烧或磨损而进入本档、由于燃烧或磨损而离开本档的颗粒和由于燃烧或磨损而减少的量。

求解方程 (9.2-28) 和方程 (9.2-29)，可得组分 i 在核心区和边壁区内沿炉膛高度的浓度分布，进而可得炉内核心区、边壁区内各档颗粒分布。

4 循环流化床内颗粒与气体混合

在循环流化床燃烧室中，气体和颗粒的混合对气固反应的影响甚大，气固混合特性对于燃烧室内的传热、传质和化学反应十分重要。

4.1 气体的扩散

在循环流化床中，造成气体的混合是由于颗粒与流体的特定运动，其原因主要为：

(1) 气体自身存在着径向速度分布所造成的扩散。

(2) 中心稀薄，边壁浓密的固体径向浓度分布使颗粒自边壁下降而从中心区上行，引起气体涡流扩散。

(3) 在固体颗粒团不断形成而又不断崩溃的过程中，颗粒团与周围颗粒不断进行交换，并带动其附近气体的流动而引起混合。从床层气固流动结构看，在循环流化床中，气体为连续相而颗粒为分散相，因而可将气体混合过程处理为拟均相的扩散过程。于是气体的混合程度即可采用轴向扩散系数及径向扩散系数来表征。在实验上，通常由气体示踪技术

(稳态示踪或脉冲示踪) 来确定。

4.1.1 气体的轴向扩散

实验研究表明，气体的轴向扩散与颗粒循环流率、操作气速、颗粒物性、床体出口结构等因素有关。

循环流化床气流速度一定时，当颗粒循环流率增大时，轴向扩散系数增大；操作气流速度对于气体轴向扩散的影响，罗国华等认为气体轴向扩散系数 $D_{a,g}$ 与气流速度几乎无关，Dry 和 White 认为当气流速度 $u_0 < 4 \sim 5 \text{ m/s}$ 时， $D_{a,g}$ 随气流速度增加而增大，当气流速度 $u_0 > 4 \sim 5 \text{ m/s}$ 时， $D_{a,g}$ 随气流速度增加反而减小；颗粒物性对气体轴向扩散的影响，一般认为 $D_{a,g}$ 随颗粒密度的增加而增加。设 l_c 为欧拉湍流尺度，当 $d_p/l_c > 0.7$ 时，颗粒直径的增加会导致轴向扩散系数的增加。

气体轴向扩散系数远大于气体径向扩散系数，李佑楚得到计算气体轴向扩散系数的回归公式

$$D_{a,g} = 0.195 \epsilon^{-4.12} \quad (\text{m}^2/\text{s}) \quad (9.2-32)$$

4.1.2 气体的径向扩散

由于径向气体速度的不均匀性以及环-核两区之间的相互作用，气体的径向扩散是十分明显的。如气流速度保持不变，当颗粒循环流率 G_p 为零时，是纯气相流动，这时的径向扩散系数 $D_{r,g}$ 达到最大。随着颗粒循环流率的增加，床层处于气力输送状态，少量颗粒的加入对径向扩散有阻碍作用，削弱了湍流程度，使径向扩散系数下降。以后继续增加颗粒循环流率，气体湍流程度和固体颗粒混返都得到加强，导致径向扩散系数 $D_{r,g}$ 的上升。

气流速度对径向扩散也有影响。当颗粒循环流率低于某个值域范围时，径向扩散系数 $D_{r,g}$ 随气流速度的增加而增大；而当颗粒循环流率超过这个值域范围时， $D_{r,g}$ 随气流速度的增加反而减小。也有学者认为径向扩散系数 $D_{r,g}$ 随颗粒循环流率和气体流速是单调变化的。

4.1.3 气体的停留时间分布

气体停留时间分布与其在床层内的混合过程有密切关系。当颗粒循环流率一定时，增大气流速度将使床层截面上的局部气流速度普遍提高，因而气体停留时间会降低。在一定的流速下，当颗粒循环流率增大时，截面上的颗粒浓度及其径向不均匀性也有所增大，导致中心区气速比原来提高，很快离开床层；而边壁区则相反，气体滞留时间加长。

4.2 固体颗粒的混合

在循环流化床中颗粒会聚集成絮状物，絮状物会在床内上下运动，形成固体颗粒在轴向的返混，固体颗粒还会在床内径向运动，形成径向的固体颗粒混合。在循环流化床的密相区特别是在采用宽筛分燃料的循环流化床锅炉的密相区其流态为湍流流态化，床内有气泡运动造成固体颗粒在轴向和径向的运动。

4.2.1 固体颗粒的轴向扩散

固体颗粒在循环流化床中的轴向混合，主要是由于絮状物沿床层轴向的滑落，以及在边壁处颗粒向下流动而造成的。研究发现，颗粒的轴向扩散系数要大于气体的轴向扩散系数。

颗粒循环流率对颗粒轴向扩散系数的影响较小，而气流速度对颗粒轴向扩散系数有影响。随着气流速度的增加，颗粒轴向扩散系数的变化呈开口向下的抛物线。当气速较高使 (小于 $4 \sim 7 \text{ m/s}$)，颗粒轴向扩散系数随气速增加而减小。中间的某个气流速度对应于颗粒轴向扩散系数的极大值。通过对颗粒密度的测量发现，颗粒轴向扩散系数的极大值对应于

湍流与快速流态化之间的转换速度。

4.2.2 固体颗粒的径向扩散

颗粒的径向混合主要是由于气固运动沿径向的不均匀性以及环—核两区间的颗粒质量交换所造成的。研究表明,颗粒径向扩散系数与气体径向扩散系数具有同一量级,对于颗粒径向扩散系数 $D_{r,p}$ 和气体径向扩散系数 $D_{r,g}$ 分别有

$$\left. \begin{aligned} \frac{D_{r,p}}{u_g R} &= (20 \pm 10) \times 10^{-4} \\ \frac{D_{r,g}}{u_g R} &= (30 \pm 10) \times 10^{-4} \end{aligned} \right\} \quad (9.2-33)$$

4.2.3 固体颗粒的停留时间分布

Bader 采用颗粒示踪技术研究了颗粒停留时间分布。由于内循环流动的存在,床层中心区近于柱塞流。因此在数秒处,颗粒停留时间分布概率就出现高峰。而在边壁区由于颗粒有向下的剧烈运动,因而停留时间较长,停留时间分布概率曲线拖得较长,也相对平缓。

Patience 等在研究循环流化床内颗粒停留时间分布时,发现床层出口处的颗粒停留时间分布具有两个峰值。第一个尖峰是由于操作气速大,部分颗粒好像“短路”似地从中心区流出床层。第二个比较平缓的峰是由于颗粒径向交换,由中心区到边壁区的颗粒再次循环回到中心区,然后流出床层。

白丁荣等实验研究了气流速度和颗粒循环流率对于颗粒停留时间分布的影响。研究表明,在相同的操作条件下,气体停留时间分布与颗粒停留时间分布存在着很大差别。气体停留时间的分布曲线较窄,峰值较高;而颗粒停留时间的分布曲线较宽,有明显的拖尾。可见,颗粒的混返程度要比气体更强烈。

4.3 循环流化床下部的颗粒加速区

在循环流化床下部,存在着一个颗粒加速区。在燃烧室底部的布风板上,进入燃烧室的固体颗粒在垂直方向的速度基本为零。流化气体从布风板进入炉膛,由于气固两相间的曳力作用,使固体颗粒逐步加速。沿着床层高度,固体颗粒的速度逐步加速到某一较稳定的速度,即在上部充分发展区的平均颗粒速度。

白丁荣等(1991)总结出颗粒在床内的加速段长度 L_a 的关联式

$$\frac{L_a}{D_b} = A Re_p + B Re_g + C \quad (9.2-34)$$

式中: $A = 2.5894 \times 10^5 Ar^{-0.638} \left(\frac{\rho_p d_p}{\rho_g D_b} \right)^{-0.813}$; $B = -4.5 \times 10^{-4}$; $C = \frac{33.65 + 1.18}{D_b}$; Re_p 和 Re_g 分别是按颗粒和气体两相速度计算的颗粒雷诺数, $Re_p = \frac{G_s D_b}{\mu}$, $Re_g = \frac{u_g D_b \rho_g}{\mu}$; 阿

基米德数 $Ar = \frac{D_b^3 \rho_g^2 g}{\mu^2}$; D_b 为床的等效直径, m; G_s 为固体颗粒流率, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

颗粒加速区内的颗粒速度、颗粒加速段压降、床层空隙率和曳力系数沿轴向的变化如图 9.2-13 所示。在床层底部颗粒速度较小,随着床高增加,颗粒速度逐步增加。床层底部的曳力系数虽然也较小,但变化梯度却较大,因此颗粒加速度及其压降也增加较快。到达一定高度后,曳力系数趋于稳定,颗粒加速度及其压降越来越小,直至为零,于是颗粒速度保持不变。

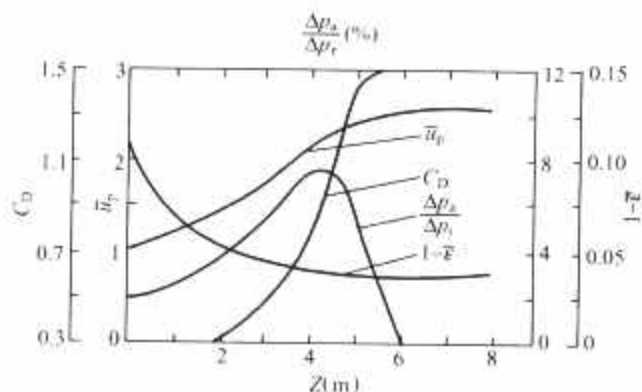


图 9.2-13 颗粒加速区内颗粒速度、加速段压降、空隙率和曳力系数的轴向分布 [$u_g = 7.0 \text{ m/s}$; $G_s = 600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; $d_p = 88 \mu\text{m}$; $\rho_p = 2600 \text{ kg}/\text{m}^3$; $D_b = 0.041 \text{ m}$]

上面讨论的情况,仅适用于床高方向流速均匀,且运行风速高于床内全部颗粒的终端沉降速度的情况。在大部分循环流化床中,情况比较复杂。其原因:一是燃烧用空气不是全部从床底部给入,而只是部分(一般为 50%~80%)从床底部送入,部分从床层上一定高度上送入,从而使气流速度沿床高发生变化;二是目前的循环流化床所用的燃料大部分采用宽筛分,对于燃料中的大颗粒,气流速度低于该尺寸颗粒的终端沉降速度,从而形成下面的密相床和上部的快速床,在下部的密相床由于大量的细循环物料通过而不同于普通的密相床,细颗粒在该区域内向上运动,但由于该区域颗粒浓度很高,在二次风口以上区域仍有一个加速段。

4.4 循环流化床稀相区中絮状物/颗粒团的形成与转化

絮状物(或称颗粒团)是循环流态化的一个主要的基本特性,在循环流化床上部稀相区中,固体颗粒有明显的集团倾向,颗粒会形成絮状物,且聚集成絮状物颗粒群的气固流动特性与单颗粒的特性有明显的不同。

对于絮状物在循环流化床中的形成和转化过程, Fujima 等(1991)提出了如下的机理,在颗粒被气流曳带上行的过程中,颗粒与气流必须有一个速度差,从而产生气流对颗粒的曳力,由于这个速度差,使颗粒的上方形成一个旋涡区,当该颗粒接近上方另一颗粒时,可使其进入下方颗粒的旋涡区,从而使两颗粒相当接近,由于两颗粒组成的颗粒组的有效表面积不是两倍于单颗粒的表面积,所以受到的总曳力小于两个单颗粒的总曳力,这个颗粒组合进一步减速,从而进入另一颗粒的尾涡,这一过程持续进行,当每一新颗粒进入后,都会使絮状物重量增加,运动速度减慢,这样会形成较大的絮状物。但运动中的颗粒团也可能被气流再度吹散,从而使絮状物解体,上述过程可采用图 9.2-14 所示的增长链模型表示。

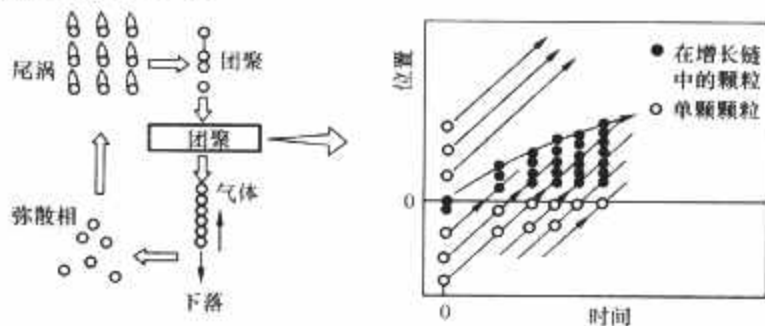


图 9.2-14 增长链模型

在循环流化床锅炉中,根据试验观察,絮状物的形成除了上述的颗粒落入另一颗粒的尾涡而逐步形成外,还有颗粒

间的相互碰撞而形成。实际上絮状物的形成在大颗粒床（如500~1000 μm 颗粒床）中，还有其他几种形式，即：

（1）沿着壁面下落的边壁层由于湍流运动而被气流从边壁撕裂或由于边壁层过厚而使颗粒团从壁面脱落进入核心区的主气流，从而形成颗粒团，这在许多实验现象中可以明显地观察到壁面的颗粒团突然进入主气流上行或下行。

（2）由于大颗粒床中下部密相区中处于湍流流化状况，但有时还有气流存在，这样当气流在密相区上部爆破时，会将颗粒团抛向上部的稀相区，一部分这种颗粒团会被气流夹带上升，当然也有可能下落。

在工程实际应用中，常将循环流化床中的气固流动等效为流体—絮状物两相运动。此时絮状物被虚拟为是有一定当量直径 D_c 和空隙率 ϵ_c 的球体，等效絮状物的直径 D_c 可通过下式计算（Subbarao, 1986）

$$D_c = \left[\frac{G_s}{u_g \rho_p (1 - \epsilon) - G_s \epsilon_c} \right]^{1/3} d_v \quad (9.2-35)$$

式中： d_v 为空穴直径，可认为等于稳定气泡直径， $d_v = 2u_w^2/g$ 。

此外，等效絮状物的直径还可通过多尺度作用能量最小模型计算。（李静海等，1988）。

第 3 章 循环流化床锅炉中的传热和传质

1 流化床内的传热与传质过程

流化床燃烧过程中的传热规律和传热系数对循环流化床锅炉的设计、制造、和运行可靠性和安全性方面起着举足轻重的作用。在锅炉设计中，它决定着受热面的布置、受热面的数量及结构，如果传热系数选取不当，就难以达到稳定燃烧和最佳经济效益，甚至出现受热面损坏的现象。

在流化床燃烧炉中存在各种不同的传热过程：

- (1) 颗粒与气流之间的传热（床内颗粒与床内气流）。
- (2) 颗粒与颗粒之间的传热。
- (3) 整个气固相与受热表面（包括壁面与悬挂在床内的表面）之间的传热。
- (4) 气固相与入床气流之间的传热。
- (5) 有时还有返料系统中的传热。

实际上，复杂的床内传热过程是上述各种过程的组合。图 9.3-1 中示出了循环流化床中热量吸收的分布情况，循环流化床锅炉各部位的传热系数数量级和传热量见表 9.3-1。

表 9.3-1 循环流化床各部位的传热系数

位置(部位)	传热面方位	吸热量	传热系数 [W/(m ² ·K)]	可能出现的问题
二次风下部	水平或 竖直	q_{ab}	300~500	腐蚀、剥蚀、磨损、负荷调节性能差，阻碍颗粒间横向混合
二次风上部壁面	竖直	q_1	70~200	传热较好的受热面
二次风上部悬吊受热面	竖直	q_2	150~250	轻微剥蚀、磨损，减少颗粒间横向混合
外置式换热器	水平或 竖直	q_3	200~500	磨损

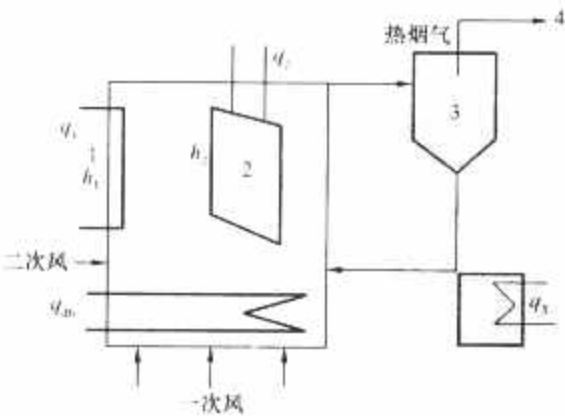


图 9.3-1 循环流化床中热量吸收的分布图
1—壁面；2—悬吊受热面；
3—分离器；4—尾部烟道

1.1 循环流化床传热机理

循环流化床中，传热机理的基础是气固两相流体的流体动力特性。炉膛壁面与床中的传热源自辐射、颗粒相对流和

气相对流三部分。

循环流化床炉膛中，包括含分散固体颗粒（固体颗粒分散相）的连续上升气流和相对密的颗粒团两部分。根据循环流化床的流体动力特性，可以将稀相区横截面分为中心核心区与壁面环形区两部分。在核心区，颗粒在其中由下向上运动，固体颗粒浓度较小；在床体壁面为密相环形区中，固体颗粒汇集成各种不同的密相结构（颗粒团），颗粒团与固体颗粒分散相在其中交替地与床壁面接触，沿传热壁面下滑、离散（见图 9.3-2）。

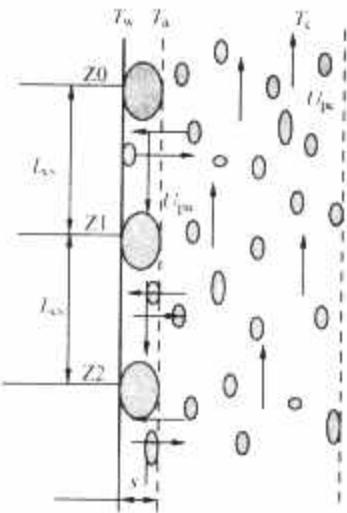


图 9.3-2 连续上升的固体颗粒分散相和沿壁面下滑的颗粒团

在大型工业循环流化床锅炉中，Couturier 等（1993）观测到固体颗粒团不连续地贴壁下滑，在壁面上的固体颗粒团贴壁下滑“某一距离”后就在壁面上发生解体或离散开来，取之于其他新形成的固体颗粒团。

总传热系数可表述为

$$h = fh_p + (1 - f)h_g + h_r$$

式中： h_p 、 h_g 和 h_r 分别为固体颗粒相表面传热系数、气相表面传热系数和辐射传热系数； f 是固体颗粒覆盖壁面的时均百分数。

有关大型炉膛中悬吊受热面的传热机理，目前认识尚不足。可能的机理包括：

- (1) 与循环流化床壁面类似，炉膛中间由于气流的湍动有颗粒密集体（颗粒团）形成，在悬吊受热面表面形成颗粒团和气固稀相两种区域，传热由颗粒团和气固稀相的对流传热和辐射传热组成。
- (2) 炉膛中部只有气固稀相，传热由气固稀相的对流传热和辐射传热组成。

1.2 影响循环流化床传热的主要因素

影响循环流化床中传热的主要因素有：

- (1) 流化介质和固体颗粒的物理性质，包括固体颗粒的尺寸、密度、比热容、热导率，介质的密度、黏度、热导率等。
- (2) 流化工况，包括固体颗粒浓度、流化风速等。
- (3) 床层与受热面的布置形式与几何尺寸。
- (4) 床层与传热面壁面温度等。

传热系数是一个与多种参数有关的复杂函数。图 9.3-3 概括了影响床层与表面间传热过程的主要因素和作用机制。

影响循环流化床锅炉传热系数的主要因素有如下几项。

1.2.1 固体颗粒悬浮浓度

固体颗粒悬浮浓度对于壁面传热系数的影响非常重要。由于固体颗粒的比热容值比气体大得多，通过固体颗粒而传导的热量要比通过气体边界层而传导的热量。传热系数随

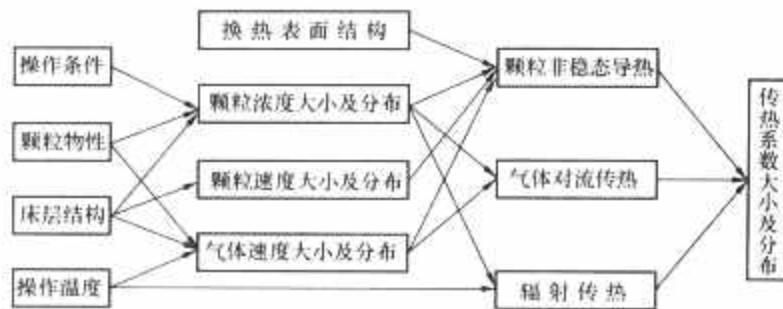


图 9.3-3 影响床层与表面间传热过程的主要因素及其作用机制

着固体颗粒浓度的增加而增加。图 9.3-4 中给出了几台工业循环流化床锅炉床温为 $750 \sim 850^\circ\text{C}$ 的燃烧状况下传热系数随床内固体颗粒悬浮密度变化的测量结果。

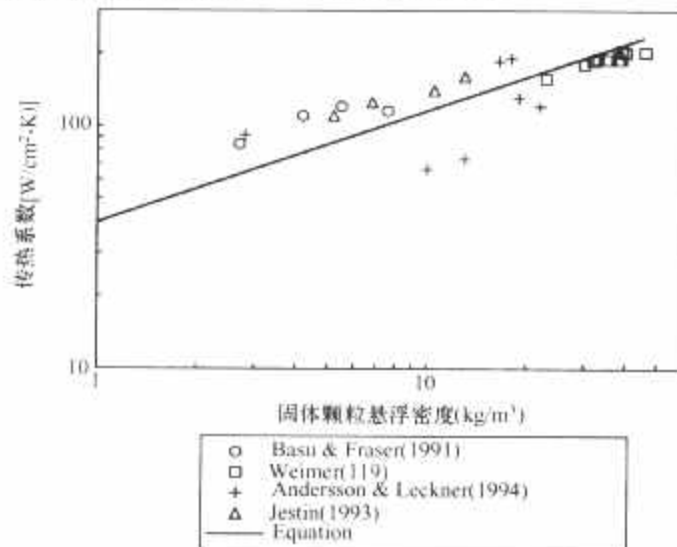


图 9.3-4 商用锅炉中床—壁面传热系数随床截面平均固体颗粒悬浮浓度的变化

1.2.2 床温及受热面壁温

不管是密相区，还是稀相区，床层与传热面之间的传热系数随着床温的升高而升高。辐射传热系数和总的传热系数都随床温的升高而增加。床温增加，辐射传热增加和由于高温下气体热导率增加减少了管壁和颗粒团的热阻，从而强化了传热，当床温从 500°C 升高到 900°C 时，辐射换热所占份额从 30% 提高到 50%，甚至更高。若床内固体颗粒浓度较低，辐射将成为影响传热的主要因素。

管壁温度对传热系数也有一定的影响。管壁温度升高，与管壁相接触的颗粒平均温度及间隙中烟气温度的相应增高。颗粒的热导率随温度升高而增加，而组成烟气的 CO_2 、 N_2 、 H_2O 、 O_2 等气体的热导率随着温度的升高以更大幅度增加。因此，随着壁温的提高，即使颗粒和管壁的温度差略有降低，传热系数也将随颗粒的热阻和间隙中烟气的热阻减少而增加。在整理准则式时，用壁温和床温的算术平均值作为定性温度就是为了考虑壁温对传热的影响。

1.2.3 流化速度

在流化床燃烧过程中，运行风速对传热过程的影响是比较复杂的。一般而言，风速增大一方面使气体对流传热贡献增强，另一方面则由于颗粒浓度减小而使传热系数减小。对于鼓泡流化床的密相区，颗粒以非稳态导热为主，传热系数随风速增大而减小；而对于颗粒浓度较小的稀相区，则气体对流将比较明显，因而传热系数可能随流化风速增大而增大。不过由于在稀相区固体颗粒贴壁下滑，而气流对流分量比固体分量要小得多，因此在循环流化床稀相区中，一旦固体颗粒浓度确定，由于气流对流分量比固体对流分量要小得多，所以传热系数基本上不随流化风速变化。但是随着运行

工况的不同，传热系数随流化风速的增大可增可减。

1.2.4 固体颗粒物理特性

(1) 颗粒粒径。由于使用的床料颗粒较粗（大于 0.5mm ），床内固体颗粒质量浓度较稀（小于 10kg/m^3 ），固体颗粒径对传热系数要产生一些影响。Wedermann 和 Werther (1994) 认为随着固体颗粒径增加，固体颗粒体积百分率减小，辐射热流将增大。

(2) 固体颗粒密度。实验研究发现传热系数随着固体颗粒密度的增加而增加。但是当湍流程度十分高时，固体颗粒密度对传热的影响变得比较弱。

(3) 球形度及表面状态。实验表明球形和较光滑的颗粒，其传热系数较高。

(4) 颗粒比定压热容。实验发现传热系数随着颗粒比定压热容的增加而增加。

(5) 固体颗粒热导率。研究表明固体颗粒热导率对传热系数的影响很小。

(6) 固体颗粒粒径分布。宽筛分床料的传热系数比窄筛分床料的传热系数高。这是由于两者的粒度分布不同所致，其原因是小尺寸范围的床料的颗粒对流弱于宽尺寸范围的床料颗粒。

1.2.5 锅炉负荷

循环流化床锅炉低负荷运行，在锅炉下部，床层浓度非常高，因此颗粒的对流传热起着主导作用；在炉膛上部区域，床层密度很小，传热主要由辐射控制。不过，当锅炉满负荷运行时，炉膛中悬浮物料的热量吸收由对流和辐射两因素同时控制。

1.2.6 流化介质的物理性质

(1) 气体密度和比定压热容。压力对传热的影响主要是通过气体密度来起作用，传热系数随着床层压力的增加而增加。部分研究表明床层与受热面之间的传热系数 K 与气体密度 ρ_g 和比热容 c_{pg} 乘积呈指数规律变化，即

$$K \propto (\rho_g c_{pg})^n \quad (n \text{ 为 } 0.25 \sim 0.4) \quad (9.3-1)$$

(2) 气体黏度 μ_g 。传热系数随着气体黏度的增加而减小。

(3) 气体热导率 λ_g 。气体的热导率 λ_g 对气相传热系数有相当大的影响。随着 λ_g 的增加，气相传热系数近似以 $1/3 \sim 1/2$ 幂次增加。

1.2.7 受热面布置在炉膛不同位置的影响

在循环流化床稀相区中，沿床截面径向传热系数是变化的。当床温较低，固体颗粒浓度较小时，床径向传热系数变化不大，但由于壁面有固体颗粒下滑，故壁面的传热系数稍高些；当床温不变，固体颗粒浓度增加时，贴壁下滑的固体颗粒增多，壁面传热系数增大；在低固体颗粒浓度而床温较高的条件下，由于床温升高，辐射分量增大，截面上各处传热系数均增大，但由于向壁面的辐射受到贴壁下滑固体颗粒的遮盖，床截面上受热面由床中心向壁面移动时其传热系数反而降低；当固体颗粒浓度进一步增加时，颗粒浓度的增加使贴壁下滑颗粒大大增多，贴壁处固体对流分量增大，固体对流分量成为主导因素，于是就出现从床中心向壁面传热系数先下降后又升高的情况。所以，传热管布置于炉膛不同的位置，其传热系数的变化主要取决于运行时的床内固体颗粒浓度和床温。

2 循环流化床受热面传热计算

2.1 密相区受热面的传热计算

气固流化床密相区受热面的传热理论与计算模型有气膜

理论、颗粒碰撞传热理论、颗粒团理论、薄膜—乳化相理论以及大颗粒传热理论等不同类型的理论及传热系数计算方法。其中由浙江大学提出的鼓泡流化床中乳化团模型的计算方法被我国“层状燃烧和沸腾燃烧工业锅炉热力计算方法”所采用。该计算方法推广应用到循环流化床密相区内的受热面传热计算也具有较好的参考价值。图 9.3-5 为该理论的传热模型。下面介绍该计算方法。

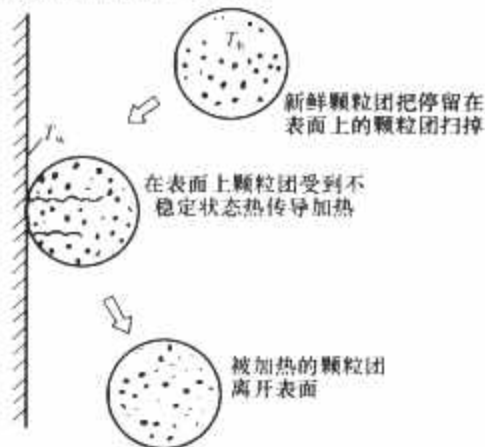


图 9.3-5 密相区受热面的颗粒团传热模型

鼓泡流化床内埋管受热面的总传热系数 K_d 由乳化团对壁面传热系数 α_{th} 和料层对壁面的辐射传热系数 α_f 所组成, 即

$$K_d = \xi_0 (\alpha_{th} + \alpha_f) \quad (9.3-2)$$

式中: ξ_0 为埋管的结构特性修正系数, 考虑受热面布置形式对传热影响。

根据乳化团传热机理, 当贴壁乳化团向壁面传递热量时, 存在着乳化团本身的热阻 R_2 和乳化团与壁面之间的接触热阻 R_1 两个热阻, 所以 α_{th} 可按式计算

$$\alpha_{th} = \frac{(1 - f_p)}{R_1 + 0.45R_2} \quad (9.3-3)$$

乳化团贴壁时的接触热阻可按式计算

$$R_1 = \frac{\bar{d}_p}{3.75\lambda_{th}} \quad (9.3-4)$$

$$\lambda_{th} = \lambda_g \left[1 + \frac{(1 - \epsilon_{mf})(1 - \lambda_g/\lambda_p)}{\lambda_g/\lambda_p + 0.28\epsilon_{mf}^{0.63}(\lambda_g/\lambda_p)^{0.28}} \right] + 0.1d_p u_{mf} \rho_g c_{pg} \quad (9.3-5)$$

式中: λ_{th} 为乳化团的有效热导率; λ_g 、 ρ_g 、 c_{pg} 分别为烟气的热导率、密度和比热容; u_{mf} 、 ϵ_{mf} 分别为最小流化速度和最小流化空隙率。

乳化团本身的热阻 R_2 , 可用下式计算

$$R_2 = \sqrt{\frac{\pi \tau_{th}}{\rho_{th} \lambda_{th} c_{th}}} \quad (9.3-6)$$

ρ_{th} 可用下式计算

$$\rho_{th} = \rho_p (1 - \epsilon_{mf}) \quad (9.3-7)$$

式中: c_{th} 和 ρ_{th} 分别为乳化团的比热容和密度。由于乳化团中的颗粒比热容远大于烟气的比热容, 所以乳化团的比热容常取为床料的比热容。

乳化团贴壁时间 τ_{th} 和气泡相贴壁所占的时间份额 f_p 的计算公式分别为

$$\tau_{th} = 8.932 \left[\frac{gd_p}{u_{mf}^2 (u_0 - 1)^2} \right]^{0.0756} \left(\frac{d_p}{0.025} \right)^{0.5} \quad (9.3-8)$$

$$f_p = 0.08553 \left[\frac{u_{mf}^2 (u_0 - 1)^2}{gd_p} \right]^{0.1948} \quad (9.3-9)$$

床层核心区处的乳化团颗粒温度为床层温度 T_b , 当乳化团颗粒贴壁后, 贴壁颗粒温度迅速下降, 与壁面之间的辐射热交换将小于具有床温的颗粒与壁面之间的辐射热强度。

假设控制床层辐射换热的有效温度为 T_{yx} , 则料层对壁面的辐射传热系数为

$$\alpha_f = 5.67 \times 10^{-8} \times \alpha_b \frac{(T_{yx} + 273)^4 - (t_s + 273)^4}{T_b - t_s} \quad (9.3-10)$$

有效辐射温度 T_{yx} 可用下式计算

$$T_{yx} = 0.85T_b \quad (9.3-11)$$

利用上述公式可以计算出流化床层内埋管受热面的传热系数。

布置在床内的埋管受热面积 H_{im} 按管子的外表面计算, 即

$$H_{im} = n_{im} \pi d_{im} l_{im} \quad (m^2) \quad (9.3-12)$$

式中: n_{im} 为管子的根数; d_{im} 为埋管的外径, m; l_{im} 为埋管的长度, m。

对于焊有防磨鳍片或防磨销钉的埋管, 它的受热面积应按光管计算后, 再加上防磨鳍片或销钉的表面积 $H_{a,n}$ 并乘以修正系数 $C_{a,n}$, $C_{a,n}$ 是考虑防磨鳍片或销钉传热效率的修正系数, 一般取 $C_{a,n} = 0.3$ 。

对于竖埋管, 当防磨其鳍片或销钉只焊在埋管的弯头上, 且数量有限时, 这部分面积可略去不计。

2.2 稀相区的传热计算

目前, 稀相区的传热计算方法有多种, 其中基于颗粒团贴壁下滑的传热计算模型得到更多学者的认同, 这里介绍一种基于颗粒团贴壁下滑的传热计算模型。

如图 9.3-2 所示, 边壁受热面一部分被向下流动的颗粒团覆盖, 一部分直接暴露在床层中。空隙率为 ϵ_{em} , 温度为 T_{a0} 的颗粒团在边壁区内沿壁面向下流动, 经过时间 t_{em} 流过长度 L_{em} 的壁面后破碎离开壁面。在颗粒团向下流动过程中与受热面进行着热交换, 而暴露在床层内受热面则床内气固混合物进行着热交换。

假定 δ_{em} 为被颗粒团覆盖的受热面面积的时均覆盖率, 用 K_{em} 表示表面传热系数, K_r 表示辐射传热系数, 则壁面的平均传热系数 K 可表示为 K_{em} 和 K_r 之和 (对于壁面来说忽略气相传热)。即

$$K = K_{em} + K_r = \delta_{em} (K_{em} + K_{em,r}) + (1 - \delta_{em}) (K_{dis} + K_{dis,r}) \quad [W/(m^2 \cdot ^\circ C)] \quad (9.3-13)$$

式中: K_{em} 、 K_r 、 K_{em} 、 $K_{em,r}$ 、 K_{dis} 、 $K_{dis,r}$ 分别为表面传热系数、辐射传热系数、颗粒团表面传热系数、颗粒团辐射传热系数、固体颗粒分散相表面传热系数、固体颗粒分散相辐射传热系数, 单位均为 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

δ_{em} 是颗粒团覆盖壁面的时均覆盖率, 采用下式计算

$$\delta_{em} = \xi \left(\frac{1 - \epsilon_{wsl} - Y}{1 - \epsilon_{em}} \right)^{0.5} \quad (\%) \quad (9.3-14)$$

$$\epsilon_{wsl} = \left(1 - \frac{\rho_{s,c}}{\rho_p} \right)^{3.811} \quad (9.3-15)$$

式中: Y 为固体颗粒相中固体颗粒的百分比, %; ϵ_{em} 为颗粒团空隙率, 可取值为临界流态化下的空隙率值; ξ 为修正系数, 取值范围在 0.1~0.5 之间, 气—固颗粒浓度高时取上限, 颗粒浓度低时取下限; ϵ_{wsl} 为壁面空隙率; $\rho_{s,c}$ 为稀相区固体颗粒质量浓度, kg/m^3 ; ρ_p 为固体颗粒密度, kg/m^3 。

(1) 表面传热系数 K_{em} 。对流传热包括颗粒团与颗粒分

散相两部分,由式(9.3-13)得表面传热系数 K_{con}

$$K_{\text{con}} = \delta_{\text{em}} K_{\text{em}} + (1 - \delta_{\text{em}}) K_{\text{dis}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})] \quad (9.3-16)$$

1) 颗粒团与壁面间表面传热系数 K_{em} 。假定传热只在水平方向由壁面传入颗粒团,则壁面与颗粒团间的表面传热系数 K_{em}

$$K_{\text{em}} = \frac{1}{\frac{1}{K_{\text{wal}}} + \frac{1}{K_{\text{ef}}}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})] \quad (9.3-17)$$

$$K_{\text{ef}} = \sqrt{\frac{4\lambda_{\text{em}}\rho_{\text{em}}c_{\text{em}}}{\pi t_{\text{em}}}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})] \quad (9.3-18)$$

$$t_{\text{em}} = \frac{0.0178[(1 - \varepsilon_{\text{wal}})\rho_p]^{0.595}}{u_{\text{em}}} \quad (\text{s}) \quad (9.3-19)$$

$$\lambda_{\text{em}} = \lambda_g \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_g}\right)^m + 0.1\rho_g c_{pg} d_{p,av} u_{\text{mf}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})] \quad (9.3-20)$$

$$m = 0.28 - 0.757 \lg \varepsilon_{\text{em}} - 0.057 \lg \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_g}\right) \quad (9.3-21)$$

$$\rho_{\text{em}} = (1 - \varepsilon_{\text{em}})\rho_p + \varepsilon_{\text{em}}\rho_g \quad (\text{kg}/\text{m}^3) \quad (9.3-22)$$

$$c_{\text{em}} = (1 - \varepsilon_{\text{em}})c_{pg} + \varepsilon_{\text{em}}c_{pg} \quad [\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})] \quad (9.3-23)$$

式中: K_{wal} 为壁面接触传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; K_{ef} 为常温壁面向均匀半无限介质的不稳态导热过程中的有效传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 按式(9.3-18)计算; λ_{em} 为气—固颗粒团有效热导率, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 按式(9.3-20)计算; ρ_{em} 为颗粒团密度, kg/m^3 ; 按式(9.3-22)计算; c_{em} 为颗粒团比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; 按式(9.3-23)计算; t_{em} 为颗粒团在炉膛壁面上的平均停留时间, s; 按式(9.3-19)计算; u_{em} 为颗粒团贴壁下滑速度, m/s , 可取值为 $1.2 \sim 2.0 \text{ m}/\text{s}$; λ_g 为气体热导率, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; λ_p 为固体颗粒热导率, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; ρ_g 为气体密度, kg/m^3 ; c_{pg} 为气体比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; $d_{p,av}$ 为固体颗粒平均粒径, m ; m 为指数; c_p 为固体比定容热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

2) 颗粒团与壁面气膜传热系数 K_{wal} 。颗粒团与壁面气膜传热系数 K_{wal} , 可根据颗粒团与壁面接触间的气体层厚度的热阻计算

$$K_{\text{wal}} = \frac{m\lambda_g}{d_{p,av}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})] \quad (9.3-24)$$

式中: 系数 m 取 2.5。

3) 固体颗粒分散相间的传热系数 K_{dis}

$$K_{\text{dis}} = \frac{\mu_g}{d_{p,av}} \frac{c_p}{c_g} \left(\frac{\rho_{\text{dis}}}{\rho_p}\right)^{0.3} \left(\frac{u_t^2}{gd_{p,av}}\right)^{0.21} Pr \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})] \quad (9.3-25)$$

$$u_t = \frac{\mu_g}{d_{p,av}\rho_g} \left(\frac{Ar}{18}\right) \quad (0 < Re \leq 0.4) \quad (9.3-26)$$

$$u_t = \frac{\mu_g}{d_{p,av}\rho_g} \left(\frac{Ar}{7.5}\right)^{0.666} \quad (0.4 < Re \leq 500) \quad (9.3-27)$$

$$u_t = \frac{\mu_g}{d_{p,av}\rho_g} \left(\frac{Ar}{0.33}\right)^{0.5} \quad (500 < Re < 200\,000) \quad (9.3-28)$$

式中: ρ_{dis} 为固体颗粒分散相的密度, 其值可由 $Y\rho_p + (1 - Y)\rho_g$ 计算; Pr 为普朗特数; u_t 为固体颗粒的终端速度, 其值用式(9.3-26)~式(9.3-28)计算, m/s ; μ_g 为气体动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; Ar 为阿基米德准则数; Re 为雷诺数。

(2) 循环流化床辐射传热系数 K_r

床层向壁面的总辐射传热系数根据式(9.3-13)可表示为

$$K_r = \delta_{\text{em}} K_{\text{em},r} + (1 - \delta_{\text{em}}) K_{\text{dis},r} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})] \quad (9.3-29)$$

1) 固体颗粒分散相对壁面的辐射传热系数 $K_{\text{dis},r}$

$$K_{\text{dis},r} = \frac{\sigma_0 (T_{s,c}^4 - T_{\text{wal}}^4)}{\left(\frac{1}{e_{\text{dis},p}} + \frac{1}{e_{\text{wal}}} - 1\right) (T_{s,c} - T_{\text{wal}})} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})] \quad (9.3-30)$$

$$e_{\text{dis},p} = \left[\frac{e_g}{(1 - e_p)B} \left(\frac{e_p}{(1 - e_p)B} + 2 \right) \right]^{0.5} - \frac{e_p}{(1 - e_p)B} \quad (9.3-31)$$

式中: σ_0 为绝对黑体辐射系数, $5.7 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; $T_{s,c}$ 为稀相区温度, 取值与稀相区出口温度相同, K ; T_{wal} 为壁面温度, K ; e_{wal} 为传热表面的吸收率, 对于钢管取 0.8; $e_{\text{dis},p}$ 为固体颗粒分散相的吸收率, 按式(9.3-31)求取; e_p 为颗粒表面的吸收率, 取 $0.8 \sim 0.85$; B 为系数, 对各相同性漫反射 $B = 0.5$, 对漫反射颗粒 $B = 0.667$ 。

2) 颗粒团对壁面的辐射传热系数 $K_{\text{em},r}$

$$K_{\text{em},r} = \frac{\sigma_0 (T_{s,c}^4 - T_{\text{wal}}^4)}{\left(\frac{1}{e_{\text{em}}} + \frac{1}{e_{\text{wal}}} - 1\right) (T_{s,c} - T_{\text{wal}})} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})] \quad (9.3-32)$$

$$e_{\text{em}} = 0.5(1 + e_p) \quad (9.3-33)$$

式中: e_{em} 为颗粒团吸收率, 按式(9.3-33)求取。

3 大型循环流化床锅炉炉膛传热

由于试验的困难性以及资料保密的原因, 在公开的文献中有关循环流化床商用锅炉的传热数据相对少。表 9.3-2 中给出了部分曾进行传热系数测试的工业锅炉。

在瑞典 Chalmers 大学 12MW 循环流化床锅炉(炉膛截面 $1.7\text{m} \times 1.7\text{m}$, 高 13.5m)上, 当炉内平均固体颗粒悬浮密度在 $5 \sim 30 \text{ kg}/\text{m}^3$ 范围时, 整个炉膛高度上的平均传热系数(基于实际传热面积)为 $100 \sim 160 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。当床截面平均固体颗粒质量浓度为 $3 \sim 80 \text{ kg}/\text{m}^3$ 时, 局部传热系数在 $50 \sim 280 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 间变化(Andersson 和 Leckner, 1992)。Basu 和 Fraser(1991)根据 Nucla 电站 110MW 循环流化床锅炉运行的固体颗粒质量浓度为 $2.7 \sim 8 \text{ kg}/\text{m}^3$ 推测出其平均传热系数为 $100 \sim 130 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。上述两种情况下床温均为 800°C 左右。

表 9.3-2 一些工业循环流化床锅炉中传热系数的范围

厂 址	功率	传热系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]	炉膛尺寸 (长×宽×高) ($\text{m} \times \text{m} \times \text{m}$)	炉膛风速 (m/s)	炉膛 温度 ($^\circ\text{C}$)
(1)美国 Nucla	110MW	100~135	6.9×7.4 ×34	2.6~ 5.1	774~ 913
(2)瑞典 Chalmers 大学	12MW	100~160	1.7×1.7 ×13.5	1.8~6.1	640~ 880
(3)法国 Carling	125MW	90~160 ^①	8.6×11 ×33	—	850
(4)德国 VW Wolfsburg (Hornel 等, 1992)	145MW	—	7.6×5.2 ×31	6.2	850
(5)加 拿 大 Chatham	72MW	170~220 ^② (基于设计 表面积)	3.96×3.96 ×23	6.4	875
(6)德国 Flensberg	109MW	177~157 ^③	5.13×5.13 ×28	6.3	855
(7)德国 Duisberg	226MW	445~595 ^④	直径 8m		

续表

厂 址	功 率	传热系数 [W/(m ² ·℃)]	炉膛尺寸 (长×宽 ×高) (m×m×m)	炉膛风速 (m/s)	炉膛 温度 (℃)
(8)中国扬州中	50MW (75t/h)	约 168	5.45×2.9 ×21.0	5.8~6.1	950
(9)中 国 Jian- jiang	50MW (75t/h)	150~300	3×6 ×20	约 5.1	920
(10)中国杭州	50MW (220t/h)	113~195	5.5×8.94 ×26.0	5.0	900~ 970
(11)加拿大	165MW	110~170	7.0×18.0 ×36.0	4.6~5.2	800~ 950
(12)中国山东	135MW (165t/h)	93~140	6.6×13.1 ×38.0	5.2~5.9	800~ 930

- ① 基于设计传热表面的传热系数为 115~210W/(m²·℃)。
- ② 用水平管束测量。
- ③ 根据有关公布数据推导而得。

在所有工业循环流化床锅炉的传热测试结果中，尽管测试时固体颗粒悬浮密度不同，但所测得的平均传热系数的数量级均相近。锅炉容量越大，则所报道的固体颗粒悬浮密度越低。

Golriz 和 Grace (2002) 小结了大型循环流化床锅炉中计算传热系数的经验公式（见表 9.3-3）。研究人员在一定运行床温条件下总结出炉膛传热系数的计算经验公式，这些计算式中只有炉膛固体颗粒浓度作为参变量。

表 9.3-3 某些工业循环流化床锅炉中传热系数的经验公式

研究人员	经验公式	炉膛固体颗粒质量浓度 ρ_b (kg/m ³)	炉膛温度 T_b (℃)
Andersson & Leckner (1992)	$h_w = 30\rho_b^{0.5}$	5~80	750~895
Golriz & Sunden (1994)	$h_w = 88 + 9.45\rho_b^{0.5}$	7~70	800~850
Basu & Nag (1996)	$h_w = 40\rho_b^{0.5}$	$5 < \rho_b < 20$	$750 < T_b < 850$
Andersson (1996)	$h_w = 70\rho_b^{0.185}$	> 2	637~883
	$h_w = 58\rho_b^{0.30}$	≤ 2	

3.1 炉膛传热

一般地，锅炉炉膛的壁面由膜式壁制造而成，膜式壁的两两水冷管间焊接有鳍片，从而形成一个凹槽。固体颗粒在两管间的鳍片上向下滑落，在凹槽区的固体颗粒的游离性比在凸起管子上的固体颗粒的游离性要小，同时在鳍片上离管子最远处其温度要比管子温度高 20~50℃（Jestin 等，1991；程乐鸣等，2002）。因此，炉膛向鳍片传递的热流就比向水冷管壁传递的热流小。

一般认为循环流化床中的传热系数主要取决于炉膛中的固体颗粒浓度和运行温度，炉膛下部固体颗粒浓度相对高些，在炉膛温度分布比较均匀的条件下，固体颗粒浓度大，传热系数数值相对大。

由于炉膛四角区域相邻水冷壁面间的固体颗粒游离性较小，辐射传热较少，因此炉膛四角的传热系数与壁面平均传热系数相比较要稍小一些（Andersson 和 Leckner，1992）。但 Zhang 等（2005）根据测试结果发现，炉膛四角的传热系数比炉膛水冷壁平面的传热系数大 6%~8%。

Leckner 和 Andersson(1992)在床中同一高度进行测试，

发现炉膛耐火墙上的辐射传热系数[130~180(W/m²·℃)]比水冷膜式壁上测得的值[80~130W/(m²·℃)]大，这是因为在耐火墙壁面上贴壁下滑的冷物料较少之故。

3.2 大型循环流化床锅炉炉膛传热系数测试结果

图 9.3-6 是一台 220t/h 高温分离形式循环流化床锅炉炉膛受热面传热系数的测试结果。该锅炉为典型的 Ahlstrom Pyroflow 型结构，自然循环单锅筒锅炉，炉膛和尾部烟道采用全膜式壁全悬吊结构。锅炉炉膛分为下部密相区和上部稀相区，布风板面积为 2.81×4.6m²，上部炉膛截面为 5.51×8.94m²，炉膛高度为 22m，额定运行风速为 5m/s。炉膛后墙布置有两只高温旋风分离器，内径 4.8m。尾部烟道截面为 4.24×6.11m²。

图 9.3-6 给出了不同负荷、沿高度方向传热系数的变化情况。图中表明该锅炉具有较高的炉内传热系数，满负荷时的传热系数可达到近 200W/(m²·℃)，这个较高的传热系数是由于炉内高灰浓度和高温度共同导致的。这一传热系数沿炉膛高度方向呈降低趋势，在炉膛出口约为 110W/(m²·℃)。随着测点高度的增加，炉内烟温先增加并在炉膛中部达到最高值，后减小，在炉膛出口达到最小。另外，随着测点高度的增加，飞灰浓度降低较大。因而传热系数也随着炉膛高度而减小。

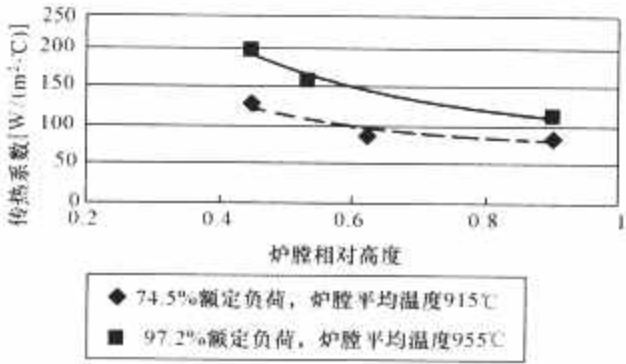


图 9.3-6 220t/h 循环流化床锅炉炉膛传热系数沿床高变化测试结果

此外由图 9.3-6 可见，炉内传热系数随负荷的增加明显增加。这是因为负荷的增加既提高了炉膛内的温度水平，同时又使炉内的飞灰颗粒浓度有所增大的缘故。

图 9.3-7 是炉膛传热系数随炉内固体颗粒浓度变化的测试结果。

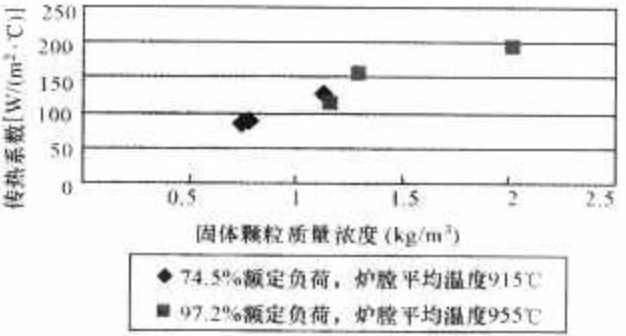


图 9.3-7 220t/h 循环流化床锅炉炉膛传热系数随固体颗粒质量浓度变化测试结果

图 9.3-8 是一台 465t/h 循环流化床锅炉炉膛中传热系数在不同锅炉负荷下随着炉膛高度的变化试验曲线。该锅炉为高温分离器形式，炉膛截面 6.6m×13.1m，炉膛高 38m。

一台 165MW 循环流化床锅炉炉膛横截面深 7m，宽 18m，高 36m。炉膛中部布置有 Omega 管屏作为第一级过热器，在 Omega 管屏上方，翅型水冷屏从前墙进入炉膛升至炉膛顶部作为第二级过热器，同时提供一部分蒸发受热

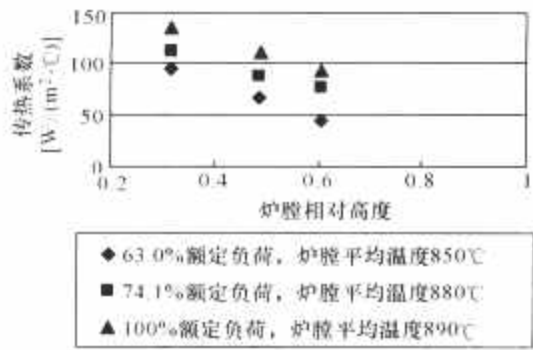


图 9.3-8 465t/h 循环流化床锅炉
炉膛传热系数测试结果

面。图 9.3-9 给出了该台锅炉的传热试验结果。

图 9.3-9 是以床内固体颗粒浓度为横坐标，水冷壁传热系数、炉内过热器 I 和 II 的传热系数，炉膛温度，炉内空截面速度为纵坐标而成的。由图 9.3-9 中可以看出，随着床内固体颗粒浓度增大，即随着床高的降低，随着煤颗粒燃尽度的增加床温在炉膛上部较高而下部较低，而由于燃烧生成烟气体积略大于空气体积从而使床内空截面速度沿床高方向略有增加。水冷壁，过热器 I 和 II 的传热系数变化趋势一致，随床内固体颗粒浓度，床温的增加而增大。

从图 9.3-9 中也可看出，位于炉膛中部的过热器 I 的传热系数与炉膛壁面的传热系数基本相当，在低浓度条件下过热器传热系数略高，高浓度条件下过热器传热系数略低；位于炉膛上部的翅型过热器 II 受热面的传热系数则比炉膛水冷壁传热系数低约 50%。

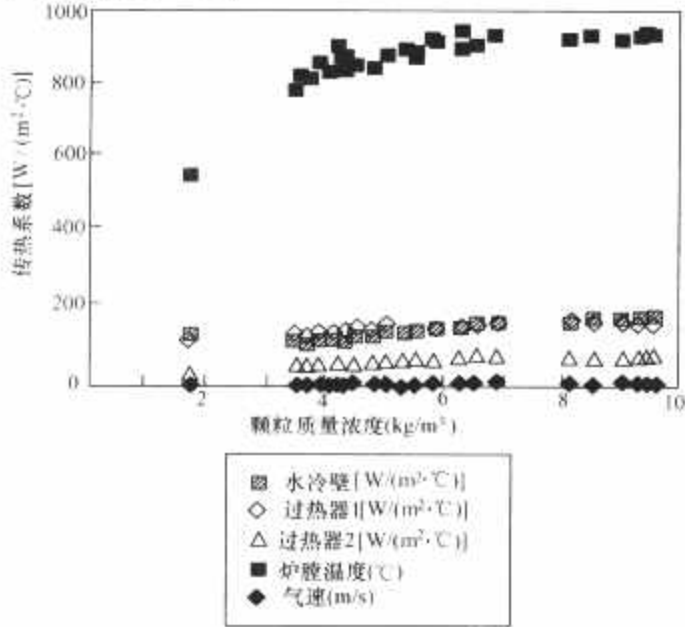


图 9.3-9 165MW 循环流化床锅炉
炉膛传热系数测试结果

3.3 炉膛内部悬挂受热面的传热

2002 年 Dutta 和 Basu 报道了其在一冷态循环流化床实验台上进行的悬吊受热面传热实验结果，图 9.3-10 给出了悬吊受热面传热系数与同台架测得的炉膛壁面传热系数的对比情况。

由于试验数据是在炉膛运行风速为 3.9m/s 条件下测取的，与通常工业循环流化床锅炉相比略微偏低。数据试验结果表明，炉膛内部悬吊受热面的传热系数相比炉膛壁面传热系数低 67%~92%，靠近炉膛出口的悬吊受热面传热系数相对较大。

3.4 大型循环流化床锅炉传热系数计算的经验公式

考虑实用性和方便性，研究人员对工业循环流化床锅炉中测得的传热系数及其影响因素进行回归分析，总结出 $h = 40 \times \rho_b^{0.5}$ 的试验公式 (Golriz 和 Grace, 2002 年)。但在该经

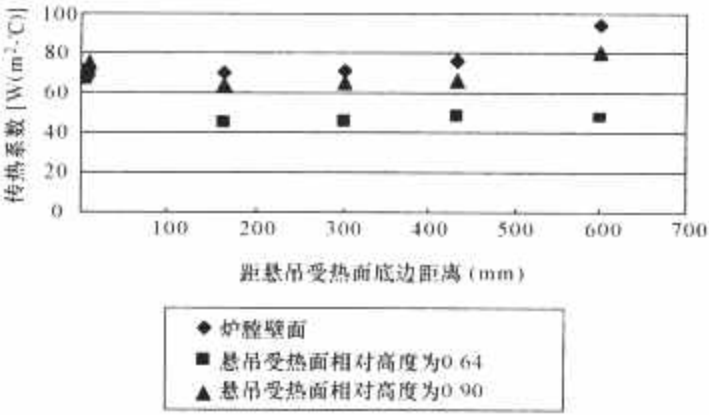


图 9.3-10 循环流化床炉膛悬吊
受热面传热系数试验结果

验公式中对于传热系数有相当大贡献的温度没有反映。程乐鸣 (2000 年) 总结一台 165MW 循环流化床锅炉的运行参数时，得到如下经验公式

$$\text{炉膛四周水冷壁传热系数 } h_w = K_1 (\rho_b)^{\alpha_1} (T_b)^{\beta_1} \quad (9.3-34)$$

$$\text{炉膛中部过热器 I 传热系数 } h_{SHI} = K_2 (\rho_b)^{\alpha_2} (T_b)^{\beta_2} \quad (9.3-35)$$

$$\text{炉膛上部过热器 (Wing Wall) 传热系数 } h_{SHII} = K_3 (\rho_b)^{\alpha_3} (T_b)^{\beta_3} \quad (9.3-36)$$

$$\rho_b = K_4 \left(\frac{Q_s}{Q_p} \right)^{\alpha_4} u_0^{\beta_4}$$
$$T_b = K_5 \left(\frac{Q_s}{Q_p} \right)^{\alpha_5} u_0^{\beta_5}$$

式中： ρ_b 为床内稀相区固体颗粒平均质量浓度； T_b 为炉膛平均温度； Q_s/Q_p 为二次风与一次风之比； u_0 为锅炉运行风速； ρ_b 为稀相区固体颗粒平均质量浓度； T_b 为炉膛平均温度； K_i 、 α_i 、 β_i ($i=1, 2, 3, 4, 5$) 为回归系数。

4 大型循环流化床锅炉其他受热面的传热

4.1 分离器中受热面的传热

炉膛出口烟气进入分离器，固体颗粒在其中分离。水/汽冷分离器中流动的水或蒸汽和在分离器中含尘旋转气流之间存在传热问题。

Gupta 和 Nag (2000) 在实验室一直径为 140mm 的 Lapple 型旋风分离器上进行实验研究，图 9.3-11 给出了主要的试验结果。旋风分离器中的传热系数随循环倍率和进口气体速度增加而增加，当分离器入口速度为 20m/s 时，旋风分离器中的传热系数数量级为 200W/(m²·°C)。

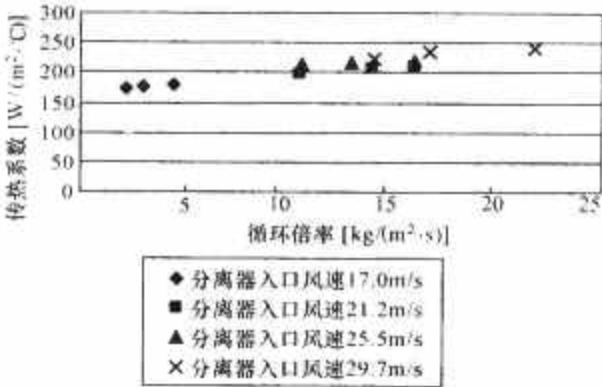


图 9.3-11 分离器中受热面的传热

Baskakov 等人在一直径为 204mm 的水冷旋风分离器试验台上进行了分离器内的传热特性研究，将旋风分离器传热实验数据整理为气流冷却度 φ_k 和旋风分离器入口气流雷诺

数 Re 之间的关系式。对于气固两相气流经分离器冷却时可分为两个部分:

(1) 气体冷却度

$$\varphi_g = \frac{1}{1 + 0.015 Re^{0.4}} - 0.12 \left[1 - \exp \left(-\frac{5}{u_i} \right) \right] \quad (9.3-37)$$

式中: u_i 为分离器入口速度, m/s 。

(2) 颗粒冷却度

$$\varphi_p = \left[1 + 1.8 \times 10^{-5} \left(\frac{d_{out}}{d_m} \right)^{0.6} u_i^{0.6} \left(\frac{u_i^2}{v_{kg}} \right)^{0.8} \right]^{-1} \quad (9.3-38)$$

式中: d_m 为旋风分离器入口管动力直径; d_{out} 为排气管的直径。

颗粒和气体与壁面间的传热量 Q_c 可用下式来计算

$$Q_c = \{ \eta_c G_p c_p + [(1 - \eta_c) G_p c_p + G_g c_{pg}] \varphi_{pg} \} (t_m - t_w) \quad (9.3-39)$$

式中: G_p, c_p 为固相颗粒的质量流量和比热容; G_g, c_{pg} 为气体的质量流率和比热容; η_c 为分离器分离效率。

4.2 外置式换热器的传热

流化床外置式换热器实际上是一个细灰鼓泡流化床, 没有燃烧, 温度水平较低, 固体颗粒粒径较小, 其传热系数在 $200 \sim 500 W/(m^2 \cdot K)$ 之间。在进行换热计算时, 直接采用鼓泡流化床的传热计算方法就可以较准确地获得传热系数。

4.3 循环流化床锅炉尾部受热面传热

循环流化床锅炉的尾部受热面的设计与布置与常规煤粉炉并无大异。由于循环流化床锅炉燃用低热值含灰量较高煤种较多, 尾部烟道烟气中的粉尘浓度相对较高。这将对受热面的传热系数产生影响。

图 9.3-12 是 220t/h 循环流化床锅炉尾部烟道受热面传热系数测试结果。

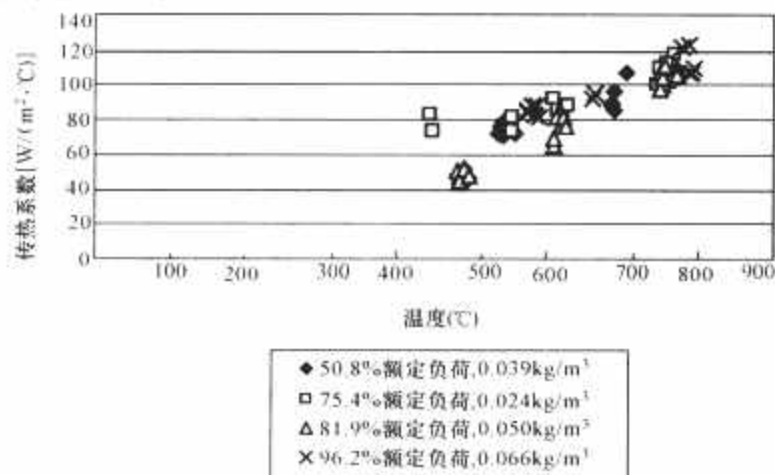


图 9.3-12 220t/h 循环流化床锅炉尾部烟道受热面传热系数测试结果

从图 9.3-12 中可以看出, 传热系数随烟气温度升高逐渐增大。在低负荷时传热系数随烟气温度变化的速率相对要快。

图 9.3-13 给出了尾部烟道受热面传热系数与飞灰浓度的变化关系。飞灰浓度高时, 在同一锅炉负荷下传热系数要大些。试验发现, 传热系数的大小受烟温、烟气中颗粒浓度的影响较大, 风量偏置对尾部烟道的平均传热系数的影响不大。

图 9.3-14 是 165MW 循环流化床锅炉尾部烟道中省煤器传热系数的变化情况, 烟速增加, 传热系数增加, 其值变化范围主要在 $50 \sim 70 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 间。

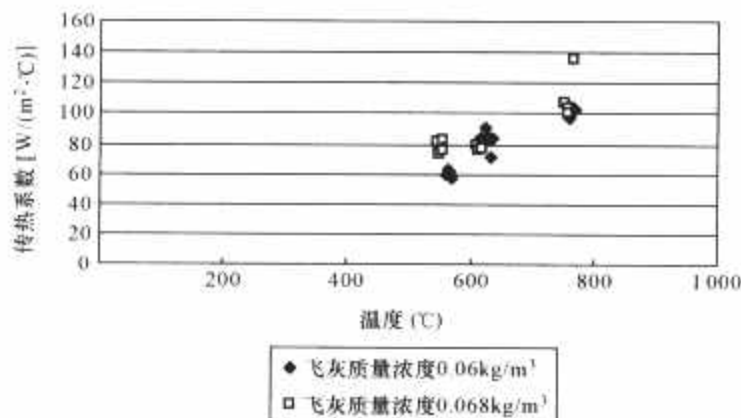


图 9.3-13 220t/h 循环流化床锅炉尾部烟道受热面传热系数与飞灰质量浓度关系测试结果

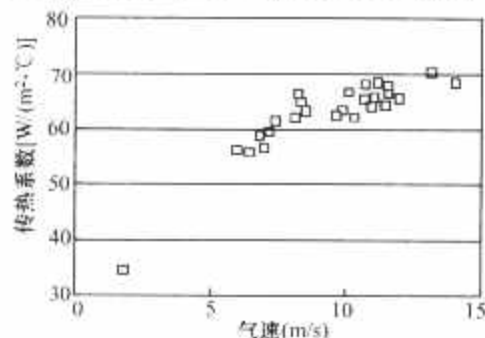


图 9.3-14 尾部烟道中省煤器传热系数的变化情况

5 流化床内颗粒的传质与传热

一般来说, 较少关心床内颗粒与床内气流、床内颗粒与颗粒之间传热, 但在某些情况下如进料口, 布风板附近, 二次风口附近等处均需考虑颗粒与气流、颗粒与颗粒之间的传热情况, 因为这些传热情况对于燃料的着火、燃烧等均有重要影响, 颗粒与气流之间的传热还影响着循环流化床燃烧室中的瞬态情况。

5.1 影响流化床内颗粒传热及其影响因素

影响流化床床内颗粒传热系数因素主要有流化风速, 颗粒粒径, 颗粒浓度及颗粒循环量, 床温。

流化风速增加, 气固之间扰动增强, 颗粒碰撞增加, 颗粒传热系数增大; 不同直径的颗粒对应着不同的传热系数, 粒径小, 传热系数大; 颗粒浓度越高, 颗粒间的扰动和碰撞机会越多, 传热条件越好, 传热系数越大; 返料量增大, 使床内颗粒浓度增加, 传热系数增大; 床温升高, 颗粒传热系数总体上增大。

5.2 流化床内颗粒传热的准则方程

研究人员根据试验结果进行拟合, 获得各种计算床内固体颗粒传热系数的准则方程式。但这些准则方程式必须依据实验条件、使用范围选择使用。

石炎福等认为气固间表观传热系数可按下式计算

$$Nu_{gp} = 0.25 Re \frac{d_p}{H_0} \quad (9.3-40)$$

式中: H_0 为静止床层高度, m 。

岑可法、张勋奎从大颗粒宽筛分的热态流化床试验中对实验数据进行关联, 得到回归式

$$Nu_{gp} = 0.0247 Re^{1.16} \quad (9.3-41)$$

5.3 流化床内颗粒与气流的传质

流化床中, 颗粒与流体间的传质, 本质上和颗粒与流体

间的传热相似,可用相似方法来处理。循环流化床中的质传递系数是较高的,它随着气体流率的增大而增大,但随固体颗粒的流率增大而减小。随着固体颗粒粒径的增大,其质交换表面积减小,和传热系数一样,传质系数也减小。

目前关于传质系数计算较通用的公式为 Froessling 所提出的

$$Sh = 2.0 + 0.6 Sc^{\frac{1}{3}} Re^{\frac{1}{2}} \quad (9.3-42)$$

$$Sh = \frac{k_m d_p}{D}$$

$$Sc = \frac{\mu}{\rho_g D}$$

式中: Sh 为舍伍德数; Sc 为施密特数; k_m 为传质系数, m/s ; D 为分子扩散系数, m^2/s ; d_p 为颗粒粒径, m 。

Halder 等将床中的质传递系数分为由颗粒团迁移引起的颗粒对流分量和由气相引起的气体对流分量两部分,得到

$$k_m = \delta_c k_{m,p} + (1 - \delta_c) k_{m,g} \quad (9.3-43)$$

这里 $\delta_c = (1 - \epsilon)/(1 - \epsilon_c)$

式中: δ_c 为颗粒团所占的体积份额; ϵ 和 ϵ_c 分别为局部床层和颗粒团的空隙率。

由此,考虑 La Nauze 等关于不稳定圆球的质传递系数与颗粒接触时间的分析计算,最后推导出

$$Sh = \frac{k_m d_p}{D_a} = 2\epsilon + \frac{1 - \epsilon}{1 - \epsilon_c} \left(\frac{4\epsilon d_p u_t}{\pi D_a} \right)^{0.5} + \frac{1 - \epsilon}{1 - \epsilon_c} \left(\frac{4d_p U_0}{\pi D_a} \right)^{0.5} \quad (9.3-44)$$

第4章 燃料在循环流化床锅炉内的燃烧过程

1 煤粒在循环流化床内的燃烧过程

煤颗粒被加入高温的流化床内后的燃烧将经历如下几个主要过程：干燥和加热、挥发分析出及燃烧、焦炭燃烧，期间伴随着颗粒的膨胀、一次爆裂、二次爆裂及颗粒磨损等过程。图9.4-1定性描述了煤颗粒在流化床内所经过的过程。实际上煤粒燃烧时这几个阶段并不能完全被划分，有时往往几个过程互相重叠，甚至同时发生。

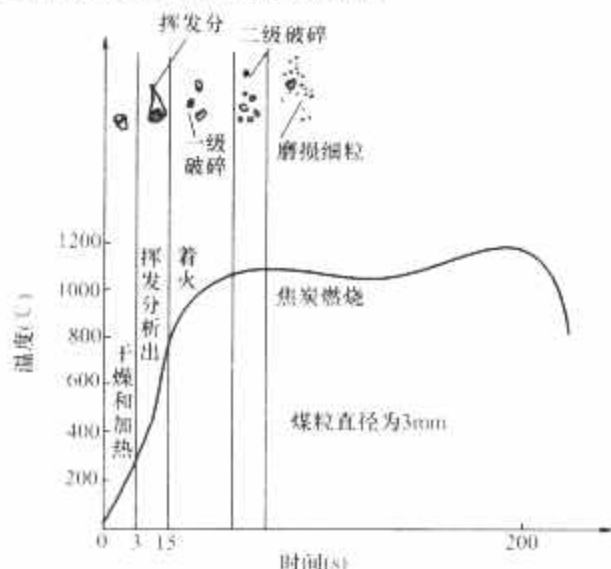


图 9.4-1 煤粒燃烧所经历的几个过程

1.1 煤粒的干燥和加热

流化床锅炉燃用的成品煤含水分变化较大，燃用泥煤浆时其水分可超过40%。新鲜煤颗粒被送入流化床后，立即被大量灼热的不可燃床料所包围并被加热至接近床温。在这个过程中，煤颗粒被加热干燥，把水分蒸发掉。加热速率一般在100~1000℃/s的范围内，即加热时间仅有几秒钟。

由于流化床锅炉内的床料绝大部分是惰性的灼热灰渣，其可燃物含量只占了很小的一部分，因此加到床内的新鲜煤粒被相当于一个大“蓄热池”的灼热灰渣颗粒所包围。并且由于床内的混合剧烈，这些灼热的灰渣颗粒迅速地把煤粒加热到着火温度而开始燃烧。在这个加热过程中，所吸收的热量只占床层总热容量的千分之几，因而对床层温度影响很小，而煤粒的燃烧又释放出热量，从而能使床层保持在一定的温度水平。

1.2 挥发分的析出、燃烧以及颗粒一次破碎

当煤粒进一步被加热升温到一定温度时，将发生煤的热解反应而释放出挥发分。挥发分的析出过程是指煤粒受到高温加热后分解并产生大量气态物质的过程。挥发分由多种碳氢化合物（焦油和气体）组成，并在不同阶段析出。挥发分的第一个稳定析出阶段发生在温度为500~600℃的范围内；第二个稳定析出阶段则发生在温度为800~1000℃的范围内。煤的工业分析为煤中挥发分的含量提供了一个大致范围，但挥发分的精确含量和构成受许多因素的影响，如加热速率、初始温度和最终温度、最终温度下的停留时间、煤的

粒度和种类、挥发分析出时的压力等。

煤粒中挥发分的析出时间与煤质、颗粒尺寸、温度条件和煤粒加热时间等因素有关，对于组织结构较松软的烟煤、褐煤和油页岩等燃料，颗粒尺寸较小时，加入流化床中受热后，开始时就析出绝大部分的挥发分，甚至是瞬间完成的；而对于那些组织结构较坚硬的石煤、无烟煤和颗粒较大的烟煤等，在床层中受热后，挥发分的析出过程几乎与焦炭的燃烧同时进行。

挥发分析出后，达到相应的着火温度时即着火燃烧。对于细小的煤粒，挥发物的析出释放非常快，而且释放出的挥发物将细小煤粒包围并立刻燃烧，产生许多细小的扩散火焰。这些细小的煤粒燃尽所需要的时间很短，一般从给煤口进入炉床到飞出炉膛一个过程就可燃尽，无须循环返送炉内再燃烧。但对于那些不参加物料再循环也未被烟气携带出炉膛的较大颗粒，其挥发物析出就慢得多，如平均直径3mm的煤粒需要近15s时间才可析出全部的挥发物。另一方面，大颗粒在炉内的扩散掺混也慢得多。由于大颗粒容易沉积在炉膛下部，给入氧量又不足，因此，大颗粒析出的挥发物往往有很大一部分在炉膛中部燃烧。

挥发分的析出和燃烧是重叠进行的，很难把两个过程的时间区分开来。挥发分的燃烧是在氧和未燃挥发分的边界上进行的，燃烧过程通常是由界面处挥发分和氧的扩散所控制的。对于煤粒，扩散火焰的位置是由氧的扩散速率和挥发分析出速率决定的。氧的扩散速率低，火焰离煤粒表面的距离就远。对于粒径大于1mm的大颗粒煤，挥发分的析出时间与煤粒在流化床中的整体混合时间具有相同的数量级，因此在炉膛顶部有时也能观察到大颗粒煤周围的挥发分燃烧火焰。

挥发分析出过程中，煤颗粒的物理化学特性发生急剧变化。部分较大粒径的煤颗粒会发生“一级破碎”过程。煤颗粒进入流化床后，由于环境温度急剧升高和床层与颗粒之间的强烈的传热过程，颗粒内部温度升高速率很快，迅速进入热解温度范围。此时颗粒内部的挥发分大量析出并难以及时传输到颗粒表面，从而使孔隙中气体压力急剧增加，使颗粒的结构受到较大的张力，当张力达到一定程度就会导致颗粒破碎。同时，在流化床床内由于热质交换非常强烈，颗粒的平均升温速率非常高，大颗粒由于其 B_i 数较大，颗粒表面和内部存在有较大温差，在颗粒内部产生较高的热应力，并在其气孔、裂隙处产生较大的应力集中，当该应力大于颗粒的极限抗张强度时，颗粒也会发生破碎。上述两种原因导致的颗粒破碎可以称为“一级破碎”。“一级破碎”过程使得许多煤颗粒破碎成许多小颗粒，影响了炉内固体颗粒的粒径分布，从而影响床内气固两相流动分布、颗粒燃烧、热量释放以及传热等过程。对于那些热爆性比较强的煤种，无论是大颗粒还是中等直径颗粒，在进入炉内加热干燥、挥发分析出的同时，将爆裂成中等直径颗粒或细小颗粒，甚至在燃烧过程中再次发生爆裂，如图9.4-2所示。由于大多数煤种热爆性比较强，使那些初期不参与循环的大颗粒爆裂成中等直径颗粒后参与物料的外循环；同时，颗粒爆裂后转化成细小微

粒将可能不再参与循环(分离器捕捉不到)而随烟气进入尾部烟道。特别应当注意的是,流化床锅炉内煤粒的燃烧,除少量细小微粒外,绝大多数处于焦炭燃烧阶段。当煤粒中的挥发分被加热析出燃烧后,未被一次燃尽的煤粒往往转化为焦炭颗粒或外层为焦炭、内部仍为“煤”的颗粒。

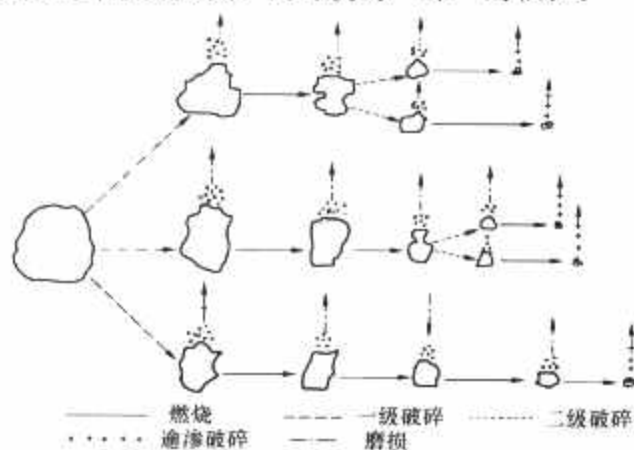


图 9.4-2 煤粒燃烧过程爆裂示意

中等程度焦煤在挥发分的析出过程中(420~500℃)要经历一个塑性相,煤中的小孔被破坏,因此在挥发分开始析出时,颗粒的表面积最小。此后随着煤粒内部气相物质的析出,煤粒膨胀,由于均匀膨胀会形成球状的颗粒。

1.3 焦炭的着火和燃尽

挥发分析出后或同时,焦炭颗粒开始燃烧。颗粒周围的氧传递到焦炭颗粒的表面或孔隙表面,在焦炭表面碳氧化生成 CO_2 和 CO 。在焦炭燃烧过程中,不同特性的焦炭颗粒的燃烧工况可以分为如下三种燃烧工况:

(1) 化学反应速率远低于氧扩散速率的燃烧工况Ⅰ。对于无孔大颗粒焦炭和细颗粒,氧向焦炭颗粒表面或孔隙表面的传质速率很高,此时焦炭颗粒的燃烧速率主要受化学反应速率的限制。

(2) 化学反应速率与氧扩散速率相当的燃烧工况Ⅱ。对于大部分中等粒度的焦炭颗粒,氧在焦炭中的渗入深度有限,接近表面的孔隙消耗掉大部分的氧,使得颗粒内部的部分孔隙表面不能参与反应。

(3) 氧的扩散传质速率远低于化学反应速率的燃烧工况Ⅲ。对于较大颗粒的焦炭颗粒由于化学反应速率很高,氧一般传递到焦炭外表面就被化学反应消耗,根本到达不了颗粒内部。对于高灰分颗粒,由于焦炭颗粒包覆着一层燃烧所产生的灰层,从而大大降低了氧传质速率。

如假设流化床内的燃料焦炭颗粒燃烧时一氧化碳和二氧化碳都是一次产物,产生的一氧化碳离开焦炭颗粒表面在床内燃烧,则同时考虑焦炭燃烧时动力学控制、灰层扩散传质阻力和颗粒与床内的扩散传质阻力三个因素共同控制下的焦炭燃烧速率可由下式计算

$$k_s = \frac{f_s C_{O_2, \infty}}{\frac{1}{k_c} + \frac{1}{\beta_0} \left(\frac{R}{R_1} \right)^2 + \frac{\zeta}{D_h} \frac{R}{R_1}} \quad (9.4-1)$$

$$f_s = 0.375 \times \left(1 - \frac{\text{CO}}{\text{CO}_2} \right) + 0.75 \times \frac{\text{CO}}{\text{CO}_2} \quad (9.4-2)$$

$$\zeta = R - R_1$$

$$k_c = k_0 \exp(-E_r/R_0 T_p) \quad (9.4-3)$$

式中: f_s 是碳质量消耗量和氧消耗量之比,在 0.375~0.750 之间,应由两种反应比例来计算; $C_{O_2, \infty}$ 是无穷远处的氧气质量浓度,这里指流化床床内的氧气质量浓度 kg/m^3 ; k_s 为焦炭颗粒的碳燃烧比速度, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; R 为

焦炭颗粒半径, m ; R_1 为焦炭未燃核心半径, m ; ζ 表示颗粒灰壳厚度, m ; k_c 为化学反应速度, m/s ; T_p 为颗粒温度, K 。

1.4 焦炭颗粒燃烧过程的破碎及磨损

焦炭颗粒在燃烧过程中同时经历二级破碎、磨损等过程。当焦炭颗粒在工况Ⅰ和工况Ⅱ燃烧时,焦炭内部的孔隙空间加大,从而削弱了焦炭内部的连接力,当连接力小于外加的力时,焦炭就会破碎产生碎片,即称为二级破碎。二级破碎产生的颗粒要比一级破碎产生的颗粒要细很多。

在颗粒燃烧的最后阶段,颗粒的燃烧完全受内表面反应控制,当颗粒外层的孔隙率达到临界值时,由于孔隙的进一步增大和合并,导致连接颗粒内部各部分的“桥臂结构”突然崩塌而产生的破碎现象则称为逾渗破碎。根据逾渗破碎不同的发生方式,Chirone 把逾渗划分为均衡逾渗(uniform percolation)和外围逾渗(peripheral percolation)两种。当颗粒内部的扩散阻力可忽略,即燃烧发生在反应动力学控制区时,在颗粒孔隙率增大超过其区域临界值条件下,逾渗破碎发生并立即蔓延到整个颗粒中,大颗粒瞬间破碎成小颗粒,此时发生均衡逾渗;而当燃烧处于扩散控制时,颗粒内部的燃烧(气化)反应速率不同,逾渗主要发生在靠近颗粒外表面,即发生外围逾渗。

流化床燃烧过程中,床内颗粒由于互相之间的碰撞、摩擦等机械作用,会从各颗粒上产生细颗粒(一般 $100\mu\text{m}$ 以下),这个过程即为磨损。灰颗粒及脱硫剂颗粒一般经历的是纯机械磨损。焦炭由于有不同反应特性的显微组分聚焦体,这就使得焦炭表面的氧化或燃烧不均匀,因此焦炭表面某些部分燃烧要快一些,形成联结细颗粒之间的细连接臂。由于床料机械作用,这些细连接臂被破坏。这个过程称为燃烧时的磨损或燃烧辅助磨损。

二级破碎和磨损是流化床燃烧过程中产生细颗粒的主要过程,对流化床燃烧的影响是多方面的。一方面二级破碎降低颗粒燃尽时间,磨损则可以磨去或减薄焦炭燃烧生成的灰层或脱硫剂颗粒产物层,从而有助于燃烧和脱硫;另一方面二级破碎产生的许多细小焦炭颗粒一次通过炉膛后不能被完全燃尽,导致飞灰含碳量增加。低灰分焦炭颗粒由于燃烧生成的灰层很容易脱落,所以被磨损的往往是焦炭颗粒本身,从而生成许多细小的焦炭颗粒,同样增加了飞灰含碳量。实际上,煤颗粒的二级破碎和颗粒磨损正是飞灰含碳量的主要来源。

研究表明,新加入流化床的颗粒通常有一个初始快速磨损阶段,然后达到一个稳定阶段,并有一个基本稳定的磨损速率,许多研究结果表明一般颗粒被磨损了 3%~5% 的质量后即达到稳定状态。在流化床中机械力与焦炭和床料间的相对速度成正比,因而焦炭的磨损速率也与这个相对速度成正比。因此循环流化床内的颗粒磨损速度要比鼓泡流化床内高 1~4 倍。

流化床中煤灰等颗粒磨损速率非稳态关系式可写为

$$R_a = R_{a0} (1 + a e^{-b t}) \quad (9.4-4)$$

R_{a0} 可采用下式计算

$$R_{a0} = k_a (u_0 - u_{mf}) \quad (9.4-5)$$

式中: R_{a0} 为稳态下的磨损速率; k_a 为磨损常数,有研究表明对于煤灰颗粒的磨损, k_a 可以取为 $1.6 \times 10^{-7}/\text{m}$, Arena 等(1990)研究发现式(9.4-5)同样适用于循环流化床锅炉燃烧中。

流化床锅炉炉内不同的焦炭颗粒所发生的燃烧形式并不

相同，一般有如下三种类型：

(1) 缩核但有被磨损着的灰层，即双收缩表面燃烧模型。

如灰分含量高的煤颗粒燃烧时，颗粒表面往往有一层灰壳，燃烧反应发生在碳核表面，由于燃烧和磨损不同步，其密度和大小都是变化的。

(2) 无灰层的核收缩，即颗粒的密度保持不变。如高含碳量、低灰分颗粒由于燃烧时产生的灰层马上剥落，甚至有焦炭被磨损，这种颗粒燃烧反应发生在颗粒外表面，固体颗粒密度基本不变。

(3) 粒径不变的燃烧。如对磨损产生的碳颗粒等的细颗粒，其燃烧可以认为在内部进行，其颗粒直径不再变小。

鉴于煤颗粒内的灰分含量及分布有多种形式，图 9.4-3 给出了这三种燃烧类型在不同的颗粒燃烧过程中的体现。

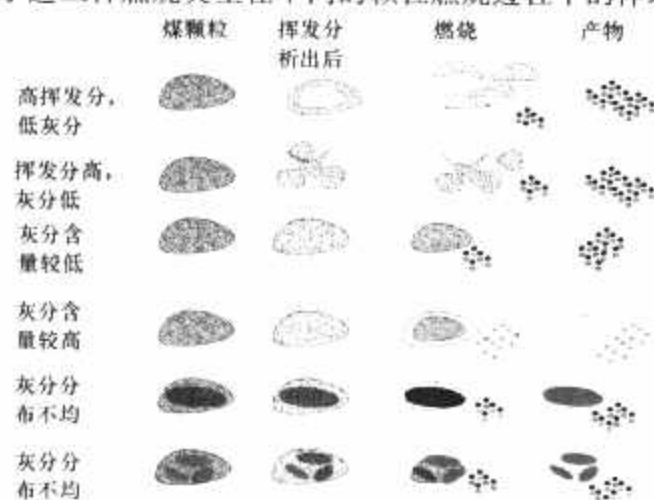


图 9.4-3 不同性质燃料颗粒的燃烧方式

2 循环流化床燃烧过程特性

宽筛分的燃料被加入循环流化床燃烧室后，迅速被周围高温颗粒加热后析出挥发分着火燃烧，焦炭颗粒随后着火燃烧，并在炉内以特殊的气固流动方式流动和燃烧。

2.1 炉膛燃料燃烧及其燃烧份额分布

循环流化床燃烧室可以分为下部密相区和上部稀相区，下部密相区具有很高的颗粒浓度，一次风由布风板进入将密相区床料颗粒流化并提供燃料颗粒燃烧所需要的氧气。燃料颗粒一般由给煤装置直接加入密相区，燃料颗粒在给煤口附近开始与周围大量高温颗粒剧烈混合，并迅速扩散流动到该密相区的其他区域，同时燃料颗粒的挥发分快速析出并燃烧。另外，由于密相区内的高浓度含碳燃料颗粒的燃烧反应也同样比较剧烈，所以密相区区域一般具有较高的燃料燃烧份额，燃烧释放出大量的热量。密相区由于气固两相混合剧烈以及一次风给入均匀等因素，其温度分布比较均匀。

大量的床料颗粒会被携带到炉膛上部稀相区并在该区域继续燃烧，同时从密相区内携带了大量的燃料在密相区燃烧释放的热量进入稀相区并与受热面进行换热。虽然稀相区域的颗粒浓度远比密相区低得多，但由于稀相区高度高、气固混合剧烈以及二次风氧量的补充，所以稀相区同样具有较高的燃料燃烧份额。如前所述，进入稀相区的颗粒以核心一边壁区结构形式进行流动，一部分在炉内形成炉内循环，另一部分则随烟气带出炉膛。

靠近壁面的壁面区内的气固两相混合物由于与水冷壁存在较强的换热，其温度被降低，而温度的降低同时导致该区域的燃烧反应速度明显降低，从而使得壁面区的温度要明显低于炉膛中心区域，如图 9.4-4 所示。

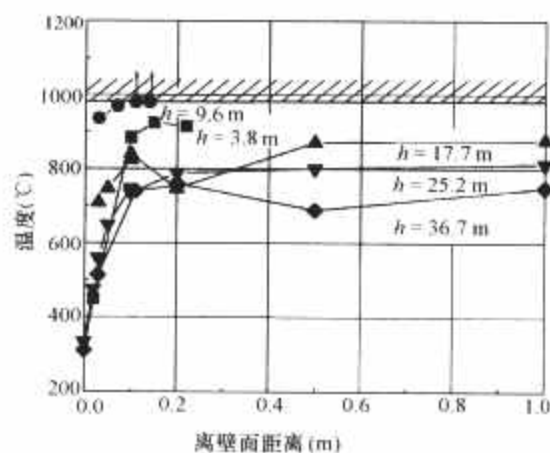


图 9.4-4 一台 235MW 循环流化床锅炉壁面区域温度分布图

对于分离器布置在炉膛出口的循环流化床锅炉，被烟气携带出炉膛的颗粒进入高温分离器后，由于气固两相的剧烈混合，含碳颗粒会继续燃烧放热，称为分离器内二次燃烧或分离器后燃。一般来说，由于二次风不能在炉膛内充分混合等原因，所以二次燃烧的燃烧份额还是比较可观的，特别是燃用挥发分较低的低活性燃料时。

被分离器分离下来的灰颗粒由分离器下立管经返料器后进入炉膛实现循环。由于非机械返料装置的工作介质通常是空气，所以灰颗粒流经返料装置时同样有可能发生燃烧反应。但由于一般情况下，进入返料装置的空气量很少，所以这部分区域的燃烧反应所形成的燃烧份额非常小，一般可以不考虑。

可见，燃料进入循环流化床锅炉在其循环回路上都存在着燃烧反应，其主要的燃烧反应在炉膛下部密相区、稀相区以及高温分离器内。图 9.4-5 给出了一台燃煤循环流化床锅炉燃烧份额分布图。由图 9.4-5 可见，该燃煤循环流化床锅炉密相区燃烧份额在 35% 左右，而分离器内的二次燃烧所占的燃烧份额则为 5% 左右。

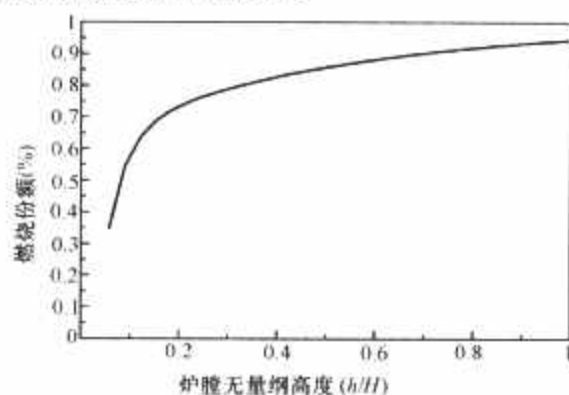


图 9.4-5 燃煤循环流化床锅炉炉膛燃烧份额分布示例

对于进入锅炉的宽筛分燃料颗粒来说，不仅颗粒粒度在一定范围内分布，而且各燃料颗粒其他的物理化学特性也可能是不一样的。因此，不同特性的人炉燃料颗粒在炉内具有不同的燃烧过程。

对于不能被气体携带到炉膛上部的较粗的燃料颗粒在燃烧室密相区域被一次风流化并燃烧，并经历一次破碎、二次破碎及磨损过程，同时与被分离装置分离后送回到密相区域的固体颗粒共同组成炉膛下部密相区的固体颗粒。其中粒径较大、含灰量较低、挥发分含量较高的煤颗粒，在挥发分析出的同时会发生了较为严重的一次爆裂，大部分颗粒破碎成粒度较小的煤颗粒和小部分极细的煤颗粒。蒸发出水分、析出挥发分以后的煤颗粒便成为焦炭。不同粒径的焦炭其炉内燃烧行为也有所不同。

焦炭颗粒中未破碎的大颗粒大部分停留在密相区燃烧。密相区主要由惰性床料、脱硫剂颗粒、正在燃烧或已基本燃烧完全的燃料颗粒组成的。其流体动力特性接近于湍流床或鼓泡床。因此,焦炭颗粒燃烧和磨损速度较快,颗粒粒径很快缩小,甚至有焦炭被剥落,当粒径小到一定程度时,焦炭颗粒被抛入稀相区继续燃烧。而被剥落的细灰颗粒和细焦炭颗粒则随烟气直接飞出炉膛,一般不能被分离器捕捉,成为飞灰。

一次破碎后产生的密度和粒度都较小的焦炭颗粒,很可能直接进入稀相区进行燃烧反应。稳定运行的循环流化床炉内存在大量灰颗粒,并处于剧烈的流化状态,入炉后生成的焦炭颗粒与周围灰颗粒、与锅炉受热面之间的碰撞、磨损程度都相当剧烈。由于低密度煤颗粒本身的含灰量就比较少,燃烧生成的灰表面很快被剥落,粒径减小得较快。这部分颗粒边燃烧边沿着炉膛上升,有些到达一定高度以后沿着边壁滑落下来,继续流化燃烧;有些则直接扬析出炉膛,在经过旋风分离器时被捕捉,通过循环装置送回炉膛继续燃烧。

入炉所带入以及燃烧过程所产生的细颗粒一般小于 $50\sim 100\mu\text{m}$ 在炉内通常以粒径不变的燃烧模式进行燃烧,同时由于气体跟随性好,而且不易被分离装置分离,往往一次通过炉膛和分离装置后就直接离开燃烧回路,所以其燃烧时间短,燃尽率较低。图9.4-6为一台循环流化床锅炉尾部不同粒径的飞灰含碳量分布,由图9.4-6可见尾部飞灰中细颗粒的含碳量明显要高许多。

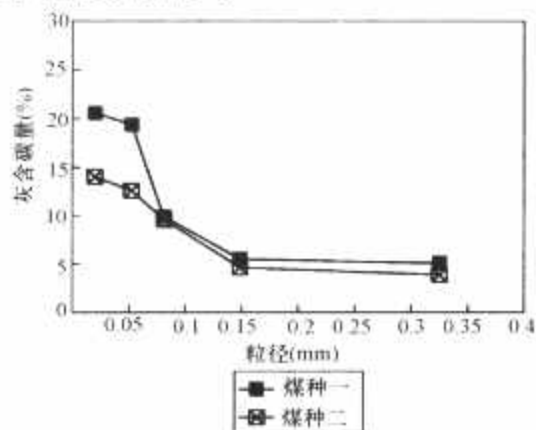


图 9.4-6 循环流化床锅炉尾部不同粒径飞灰颗粒的含碳量

含灰量较高的粗颗粒一般以双收缩表面燃烧模式进行燃烧,在密相区内经过较长的停留时间的燃烧后,产生较粗的渣颗粒,且具有较高的燃尽率。由于挥发分含量较低,入炉后一次爆裂并不是很明显。又因为煤颗粒灰分含量较高,连接煤颗粒的“骨架”也不易被烧断,因此二次爆裂也较难发生。虽然处于密相区的煤颗粒的扰动相当剧烈,但由于表面生成的灰壳强度较大,很难被磨损。可见,高密度,大粒径的煤颗粒入炉后粒径基本不变。这部分颗粒是流化床锅炉床料的主要来源,也是底渣的主要来源。

对于既能被气体携带到炉膛上部,同时又能被分离装置分离下来的中间粒径的燃料颗粒则在燃烧循环回路实现多次循环燃烧,同时构成循环灰主体。通常在燃烧过程中由于磨损等过程逐渐变细,最后大多以飞灰形式随烟气从锅炉尾部带出。这部分颗粒在循环回路中的停留时间一般远长于燃料颗粒燃尽所需时间,所以其燃尽率很高。

2.2 炉内烟气成分分布

在炉膛内,燃料与送入的空气发生燃烧反应,在消耗氧气的同时也产生了 CO_2 、 CO 等气体,循环流化床炉内的不

同烟气成分的分布反映了燃料在炉内的燃烧特性。

图9.4-7和图9.4-8分别是循环流化床锅炉炉膛内典型的 O_2 和 CO 沿炉膛高度方向的分布曲线。由图9.4-7可见在密相床下部 O_2 含量下降得较快,而密相床上部仍有相当量的 O_2 存在。同时,图9.4-8也表明在密相床内 CO 的含量较高,这说明该区域处于还原性的气氛下。循环流化床锅炉密相床燃烧处于一个很特殊的欠氧状态,虽然床中有大量的氧气存在,然而床内的 CO 含量仍维持在很高的水平,表明循环流化床锅炉密相区燃烧局部处于缺氧状态。Bo Leckner用氧化锆电池测定了密相区中氧化和还原的情况,发现密相区中氧化气氛和还原气氛更替的频率特别快,这从密相区气固两相流的行为出发能较好地对该现象加以认识。由于气固两相流的行为,循环流化床锅炉密相区存在着气泡相和乳化相,气体主要以气泡的方式通过床层,两固体颗粒主要存在于乳化相中,与鼓泡流化床相比,由于循环流化床锅炉气泡流速较高,固体颗粒粒度又比较细,气泡相和乳化相之间的传质阻力对燃烧的影响显得更为突出。一方面氧气不能充分进入到乳化相中限制了炭颗粒的燃烧反应,而且不完全燃烧的产物 CO 和煤颗粒释放出的挥发分也得不到充足的氧气供应;另一方面乳化相中的不完全燃烧产物 CO 和释放出的挥发分不能很快地传到气泡相中,因而不能进一步反应完全。因此,在密相区中虽然有氧气存在,炭颗粒的燃烧仍处于缺氧状态,密相区中会产生大量的 CO ,这些 CO 将和一部分挥发分被带到稀相区燃烧。

随着床高的升高,当二次风的加入以后, O_2 含量会有一个跃升。到了稀相区以后, O_2 含量由于燃料的燃烧反应继续降低并在炉膛出口降低到一个较低的水平。同时,颗粒中炭浓度降低,燃烧反应所产生的 CO 小于 CO 的燃烧消耗量, CO 含量开始下降。随着床层的进一步升高到给煤口下部区域,由于煤中挥发分的大量析出,此时 CO 含量停止下降的趋势,而且有所上升,这样相当一部分的 CO 被带到了稀相区燃烧。在稀相区下部,由于二次风的加入, O_2 含量较高,而且扬析到此区域的炭颗粒较多,使得炭颗粒燃烧反应生成的 CO 含量较高,并且此处挥发分释放量也较多,因此此区域 CO 含量仍维持在较高的水平。在炉膛上部, O_2 含量下降和炭颗粒的含量降低,使得 CO 的生成量开始下降, CO 的含量开始急剧下降。

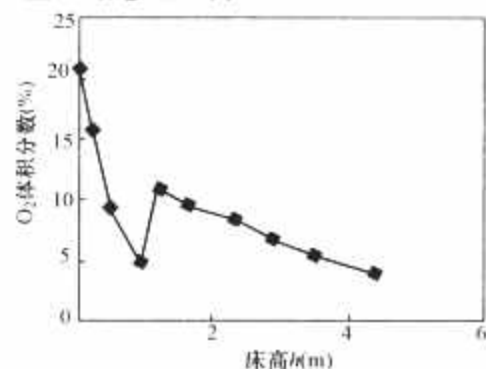


图 9.4-7 O_2 体积分数沿床高的分布

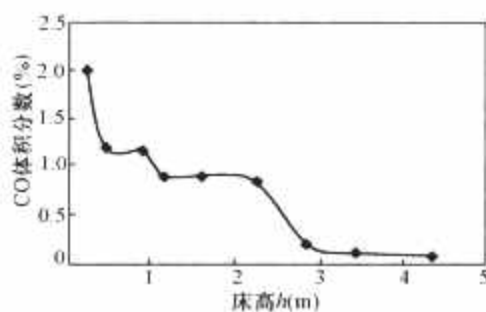


图 9.4-8 CO 体积分数沿床高的分布

另外,由于循环流化床特殊的流体动力特性,循环流化床炉内的径向燃烧分布是不均匀的。通常循环流化床锅炉炉膛的氧量沿径向呈中心少边壁多的分布,如图9.4-9所示。图9.4-9给出的是一台75t/h循环流化床锅炉炉膛内不同高度氧量沿径向的分布。由图9.4-9可见从炉膛两侧水冷壁到炉膛中心,氧含量变小且变化量较大,即径向分布很不均匀。靠近边壁的氧含量在6%~8%,而在径向某个位置达到一个较低的值,且在中心区域维持该氧含量基本不变。引起氧量这种分布的原因主要是:在稀相区中,由于存在核心一边壁区的颗粒流动结构,壁面上存在的高颗粒浓度区域大大削弱了锅炉二次风的穿透和扩散能力,这使得高速的二次风也难以很好地进入稀相区的核心区有效地补充核心区快速燃烧所需要的氧。另一方面,如前所述,边壁区域由于水冷壁的冷却作用等原因使得边壁区域的温度比炉膛核心区域的温度要低很多,这使得边壁区域颗粒燃烧速度降低,氧消耗量速度减少。因此,在以上两个因素协同作用下,循环流化床锅炉上部稀相区通常存在着如图9.4-10所示的缺氧区。由于上部稀相区核心区域存在缺氧燃烧区域,所以沿稀相区高度方向一般都存在一定含量的CO,甚至H₂和CH₄等气体。

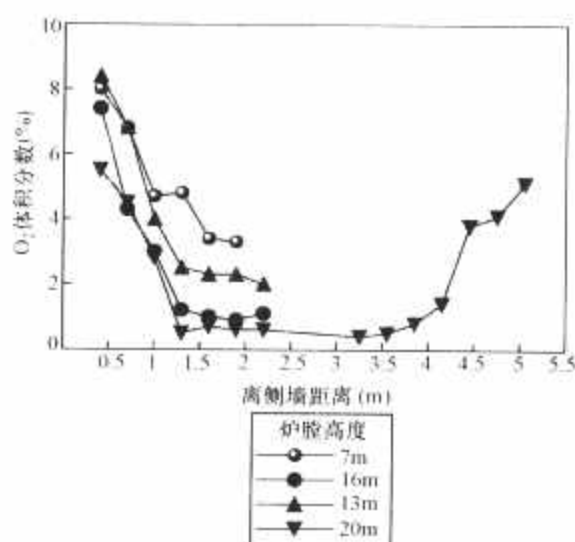


图9.4-9 75t/h循环流化床锅炉炉内氧气体积分数分布图(负荷:100%)

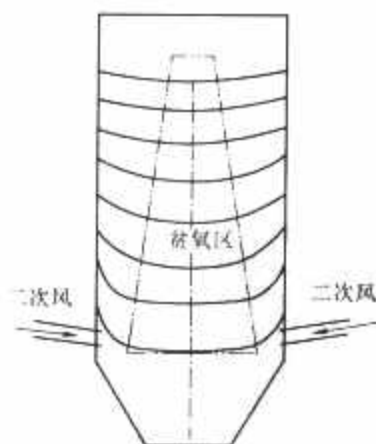


图9.4-10 循环流化床锅炉炉膛稀相区的缺氧区

3 燃料特性对循环流化床燃烧的影响

燃料特性对流化床燃烧过程影响很大。实际上,同时进炉的各燃料颗粒之间的性质并不均匀一致,其元素分析和工业分析是不一样的,如在平均含灰量很低的原煤中也含有灰分很高的煤矸石,即煤中的工业分析和元素分析具有一定的分布形式,而其分布的均值即为所得的测量分析值,所以具有不同性质的给煤颗粒以不同的燃烧特性影响着流化床过

程。燃料的挥发分、灰分含量及成分、水分、颗粒粒径、含硫量等对循环流化床燃烧过程都会产生较大的影响。

3.1 挥发分

挥发分是由各种碳氢化合物、一氧化碳、硫化氢等可燃气体、二氧化碳和氮等不可燃气体以及少量的氧组成。燃料的挥发分对燃料颗粒着火、燃烧以及燃尽都有较大的影响。

燃料挥发分含量首先对燃料着火产生影响,当燃料颗粒进入流化床床层受到迅速加热后,大量的挥发分迅速析出并在燃料颗粒周围着火,并析出大量的热量,从而使燃料颗粒容易着火燃烧。通常挥发分含量越高,越容易着火,反之,则着火困难。一般来说,挥发分含量在20%以上的烟煤其在流化床内的着火温度在500℃左右,而挥发分很低(如小于5%)的无烟煤、石煤等在流化床内的着火温度则可高达800℃左右,甚至更高。

同时,挥发分含量也是影响煤颗粒一次破碎的重要因素。在其他条件相同情况下,一般随着燃料的挥发分增加,破碎程度加剧。Zhang发现,煤的破碎程度随煤中挥发分含量的增加按指数函数递增,如图9.4-11所示。

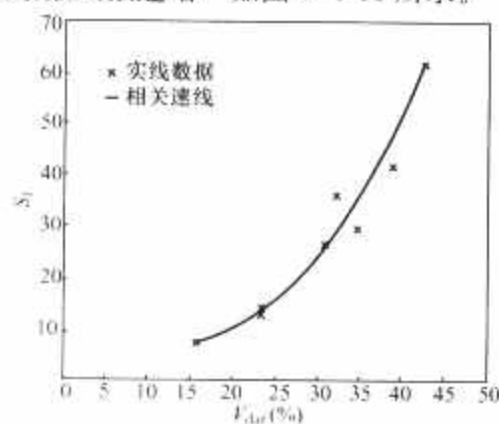


图9.4-11 煤的一次破碎程度随挥发分含量的变化

挥发分含量对燃料颗粒反应活性也同样有较大的影响。对于挥发分含量较高、结构比较松软的烟煤、褐煤和油页岩等燃料,析出挥发分后的燃料颗粒变成多孔的松散结构,其孔隙多,比表面积大,周围的向粒子内部扩散的氧和燃烧产物向外部扩散的阻力减小,燃烧速率高。对于挥发分含量少,结构密实的无烟煤、石煤及石油焦等,当煤受到热解时,分子的化学键不易断裂、内部挥发分不易析出、四周的氧气难向粒子内部扩散,燃烧速率降低。对于挥发分含量少,而且挥发分析出后对煤质结构影响不大和那些灰分高、含碳量又低的石煤、无烟煤等,煤粒表面燃烧后形成一层坚硬的灰壳,阻碍着燃烧产物向外扩散和氧气向内扩散,煤粒燃烧困难。吕俊复等对我国实际运行的220t/h CFB锅炉进行测试,发现飞灰含碳量受煤质影响强烈,与煤中的挥发分含量及发热量强烈相关。如果定义煤质指数 I 为干燥无灰基挥发分 V_{daf} 除以发热量 $Q_{ar,net}$,即单位热值中挥发分的质量

$$I = V_{daf} / Q_{ar,net} \quad (9.4-6)$$

则不同煤种在CFB锅炉相同燃烧工况下其飞灰含碳量随 I 值的变化如图9.4-12所示。由图9.4-12可见,随 I 值变小,飞灰含碳量近似按指数规律增加。

另外,由于挥发分含量影响燃料颗粒的燃烧速度,对燃料颗粒在炉内的燃烧分布产生影响,通常挥发分高的燃料在炉膛下部的燃烧份额增加,温度也会稍高,而挥发分低的燃料在炉膛上部及旋风分离器内燃烧的份额增加,分离器内的二次燃烧加剧,燃烧循环回路的温度分布也更均匀。

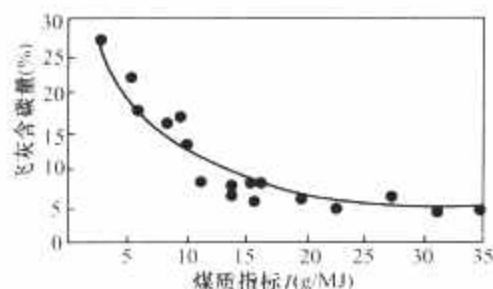


图 9.4-12 飞灰含碳量随煤质特性的变化规律

3.2 灰分含量

从锅炉运行的角度来看，灰分增加，煤中可燃成分便相对减少，降低了发热量，在相同出力的条件下就要多投入煤量；燃烧后形成的灰渣还会带走大量的物理显热，导致热利用率降低。

燃料含灰量对流化床燃烧尤其循环流化床燃烧过程形成飞灰及底渣性质及其比例影响很大。一般来说，含灰量低的颗粒份额增加则会使得焦炭颗粒在燃烧过程中更容易发生二次破碎，而且含灰量低的燃料颗粒其挥发分也常常较高，所以含灰量少的煤种在燃烧过程中其一次破碎、二次破碎剧烈以及磨损过程更为剧烈，所产生的灰渣颗粒较细，其飞灰份额通常较高，可达70%以上，而且，含灰量低的燃料颗粒其入炉燃料颗粒粒径的分布与最终所形成的底渣颗粒的粒径分布相距很远。如图9.4-13所示含灰量为5.65%粒径为2~3.2mm之间的煤颗粒在流化床中燃烧30min后形成灰渣颗粒的粒径全部在1.5mm以下的。而对于煤矸石、石煤等高灰分燃料由于挥发分含量低、灰分含量高以及固体颗粒致密等原因，其一次破碎、二次破碎和磨损过程相对较弱，燃烧过程所产生的细颗粒含量相对较少，飞灰份额比例也较低，有时低于25%，而且，含灰量高的燃料其入炉颗粒粒径分布与最终形成的渣颗粒的粒径分布较相似。如图9.4-13所示含灰量为69%粒径为2~3.2mm之间的煤颗粒在流化床中燃烧30min后形成的底渣中80%的渣颗粒是在2~3.2mm之间的。可见，给煤颗粒的组成特性对燃烧过程中渣和灰颗粒的形成是有很大的影响的。随着燃料颗粒的挥发分的增加，含灰量的降低，燃烧所形成的底渣份额越少，而且底渣中的细颗粒质量份额越高，底渣的粒径分布与入炉燃料颗粒的粒径分布的差别越大，受入炉燃料颗粒粒径分布的影响就越小，反之，随着燃料颗粒灰含量增加，挥发分降低，不仅底渣的份额增加，而且入炉燃料颗粒粒径分布对所形成的底渣的粒径分布的影响就越大。

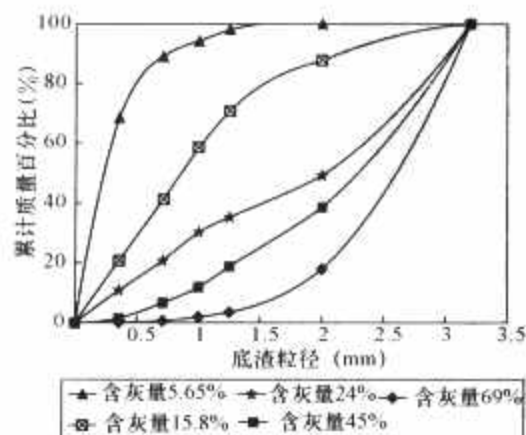


图 9.4-13 同一粒径(2~3.2mm)不同灰量的煤颗粒所形成的底渣粒径分布

从煤颗粒燃烧的角度来看，随着灰分增加，焦炭颗粒表面往往形成灰壳，阻碍其中可燃质与氧气的进一步接触，燃

料颗粒一般以双收缩核模式燃烧。挥发分高、灰量低的燃料颗粒如低灰烟煤、石油焦等在循环流化床燃烧过程中由于剧烈的一次破碎和二次破碎产生大量的细焦炭颗粒，同时，由于焦炭颗粒含灰量低，焦炭颗粒燃烧所产生的灰层很快被磨损，当颗粒的磨损速度快于颗粒燃烧速度时，焦炭颗粒被磨损产生的细颗粒往往是焦炭颗粒，这些过程所产生的细焦炭颗粒相当一部分不能被旋风分离器捕获而一次通过炉膛就随烟气带出，从而增加了飞灰颗粒的含碳量。另一方面，对于含碳量低、含灰量高的焦炭颗粒在炉内所经历的一次破碎和二次破碎过程要缓和得多，所产生的细焦炭颗粒量比较少，同时，由于含灰量高，焦炭颗粒燃烧所产生的灰层强度大，不易被磨损，其燃烧模式属于双核燃烧，即颗粒磨损仅灰层磨损，磨损产生的细颗粒是不含碳的灰颗粒，从而降低了飞灰的含碳量。

对于循环流化床锅炉，入炉煤中的灰分对锅炉的安全稳定运行又有其重要作用。循环流化床锅炉需要一定的床层物料存量，形成一个较大的蓄热体以加热刚入炉的煤颗粒着火燃烧。另外，循环流化床锅炉的一个基本特征就是在循环流化床物料循环系统中存在一个很大的固体物料循环，必须维持一定的灰平衡，而燃料灰分是循环灰的主要来源之一，在没有石灰石脱硫的条件下甚至是唯一的来源。如果煤中灰分含量较低，则床层变薄，蓄热量不够，循环物料量减少，导致锅炉炉膛温度分布不均匀，传热强度不够，进而影响锅炉出力，运行不稳定，需要不断地(或定期地)向床内补充床料，以维持床层压力和循环物料量的平衡。可见，煤中灰分含量的多少对流化床锅炉的运行有着极其重要的影响。实践证明，在相同条件下，床存量越大，燃烧室和主循环回路的灰平衡越好，锅炉运行和调整越稳定。灰分多，灰粒随烟气流过受热面时，如果烟速过高，受热面磨损加剧，而烟速过低，则会减少受热面的磨损，降低传热效果，并使排烟温度升高。

3.3 燃料颗粒粒径

从燃烧角度看，大粒径燃料颗粒比较小粒径燃料颗粒的燃尽速度要慢。因为大粒径燃料颗粒的比表面积要比小粒径燃料颗粒的小很多，因此与氧的接触少于小颗粒，导致燃尽时间较长。在流化床中，大于1mm的较粗煤粒的挥发分析出和它的燃烧受扩散控制，挥发分完全析出时间(t_v)和炭粒完全燃尽时间(t_p)与粒径(d_p)的平方成正比，因此要缩短挥发分析出时间和炭粒燃尽时间，减少可燃物损失，在尽量降低细颗粒扬尘的情况下，适当减小燃煤粒径，缩小筛分范围是提高燃烧效率的一项有效措施。

但另一方面，由于循环流化床的低温燃烧过程，即使比较细的燃料颗粒在其一次通过炉膛的停留时间内也不能被燃尽，因此对于不能被分离器分离的细颗粒并不能达到很高的燃尽率，反而是飞灰含碳量的主要来源。目前，国内外大量的循环流化床锅炉运行结果也已表明，入炉燃料中如含有较多的细颗粒将会导致尾部飞灰含碳量偏高。

燃料颗粒粒径是影响一次爆裂的重要因素。大颗粒的比表面积比细颗粒要小，挥发分逸出时受到的阻力较大，当阻力增加到一定程度时便发生爆裂。另外，大颗粒的颗粒表面温度和颗粒核心温度差异较大，从而产生热应力，也促使煤颗粒爆裂的发生。

给料的粒度分布对循环流化床锅炉运行的影响具体表现为，给料粒度过大，则飞出床层的颗粒量减少，使锅炉往往不能维持正常的返料量，造成锅炉出力不够；另一方面，大

块给料还是造成结焦的首要原因。

颗粒粒径对点火的影响：无论大颗粒还是小颗粒都是需要的，重要的是不同粒径的合理配比。在着火初期，小颗粒起着重要作用，因为小颗粒很快着火、燃尽，放出热量，对床温的加热，平衡风热损失具有重要意义。因此在点火初期要保证床内有足够的细颗粒，可以缩短点火时间，并节省投油量。而稳定床温还需要大颗粒的持续放热。

可见，入炉燃料颗粒粒径分布对循环流化床锅炉运行、性能有较大的影响，对于不同的燃料和不同结构特性的循环流化床锅炉其合适的颗粒粒径分布也有所不同，一般来说，含灰量低、挥发分高的易破碎的燃料其粒径范围可以适当大一点，如0~8mm甚至0~10mm，而含灰量高的不易破碎的燃料颗粒其粒径范围应小一点，如0~6mm甚至更小，但无论如何都应避免粗颗粒和细颗粒含量过多而中间粒径的颗粒偏少的情况。

3.4 水分对流化床燃烧的影响

水分多，燃料燃烧时放出的有效热就减少，增加着火热，使着火延迟。并且，吸热变为蒸汽的水分会带走炉膛热量，增加烟量，使排烟热损失增加，降低锅炉热效率。水分对一次爆裂也有一定影响。

燃料水分与黏着性有很大关系。水分在8%以下时，基本上相当于干料；而水分超过10%时，黏着性就会有较大增加；在水分超过12%时，黏着性很大，堆积角要大于80°才能保证畅流，否则很容易导致破煤机和给料机的堵塞。

水分对床温的影响可用床内热平衡考虑。当水分增加时，蒸汽所吸收的汽化潜热增加，床温下降。但水分对燃烧效率影响并没有不利的影响，因为水分可以同时处进挥发分析出和焦炭燃烧。

3.5 硫含量

燃料性质决定了燃烧室的最佳运行工况。若燃用高硫燃料，如石油焦、高硫煤时，燃烧室运行温度可取850℃，以利于最佳脱硫和脱硫剂的应用。若燃用低硫、低反应活性的燃料，如无烟煤、石煤等，燃烧室应运行在较高的床温或较高的过量空气系数下，或二者均较高，以利于最佳燃烧。

煤的元素成分，挥发分的高低与燃烧室的运行工况相结合决定了循环燃烧系统（燃烧室和外置式流化床换热器等组成的主循环回路）和尾部受热面热量分配，煤的发热量高、挥发分低、灰分少，则单位质量燃料在主循环回路中的有效放热量就大。相反，在主循环回路中的放热量就小。

另外，燃料特性对燃料粒度的选择也起着重要作用。一般认为高灰的燃料宜采用细一些的颗粒尺寸；对于低灰的燃料，颗粒尺寸可以适当地选取大一些，以节约燃料制备系统的能耗。

4 运行参数对循环流化床燃烧的影响

4.1 分离器分离效率

分离装置的分离效率对循环流化床燃烧过程具有很大的影响，主要表现在如下几方面：

(1) 对燃烧效率的影响。分离装置设置的目的是希望把未完全燃烧的燃料颗粒收集下来重新送回炉膛实现多次循环燃烧。可见，分离器分离效率的高低直接影响燃料燃烧效率，尤其是对粒径比较小的颗粒。分离器效率越高，燃烧效率越高。

(2) 对炉内温度场分布的影响。分离器效率直接影响回送到炉膛内的灰流量，炉内灰流量越高，意味着从密相区携带出更多的热量进入稀相区域，同时稀相区域的传热强度越高，这样不仅使得沿炉膛高度的温度分布更均匀，而且炉膛平均温度水平可能降低。

(3) 颗粒磨损。分离效率越高，炉内灰颗粒浓度越高，炉内颗粒碰撞频率越高，颗粒磨损严重。颗粒磨损对燃烧的影响在前面已经叙述过。

4.2 布风装置和流化装置

流化床要求布风装置配风均匀，以消除死区和粗颗粒沉淀，底部流化质量良好，减少冷渣含碳量。对于鼓泡流化床燃烧过程，进入床层的空气不仅要求分配均匀，而且要形成细流，以减少初始气泡的直径。气泡沿床层上升的过程中不断增长合并成大气泡，起泡上升速度又是随气泡直径增大而增加的，这就导致了气泡补充到乳化相炭粒子表面的扩散阻力增加，燃烧速率降低。大气泡动量大，上升到床层表面破裂时，把气泡尾涡中携带的细颗粒抛向上部空间，增加了烟气中颗粒的夹带，这都会造成燃烧效率降低。因此，合理的布风结构是减少气泡尺寸、改善流化质量、降低运行速度（在相同粒径床料情况下）、减少细颗粒的带出量，提高燃烧效率的有效途径。一般采用小直径风帽，合理布置风帽数量和风帽排列方式，设计良好的等压风室，合理控制入床的过量空气系数等，对提高流化质量均收到了明显的效果。

4.3 给煤方式及二次风的配置

加入到床层的燃料要求在整个床面上播散均匀，防止局部碳浓度过高，以免造成局部缺氧、超温。因此，给煤点应分散布置。如果每个给煤点负担床面积较大，给煤口附近煤量过于集中，煤热解后，挥发分首先析出和燃烧，消耗了大量氧气，在给煤口附近形成缺氧区，该处的细颗粒因缺氧而无法燃烧，随上升气流直接进入床层悬浮段。如果在悬浮段也无足够的停留时间和较高的温度，就形成飞灰的碳不完全燃烧损失过大，燃煤细粒组分越高，这种损失越大。对于挥发分含量很高的烟煤、褐煤及洗煤矸石等，由于局部缺氧，甚至析出的挥发分都不能在床层内完全燃尽，进入锅炉尾部受热面后被冷却，形成焦油并与飞灰黏附在受热面上，堵塞烟气通道，影响锅炉安全运行。

为了有效控制煤燃烧过程中氮氧化物的形成和风机电耗，目前流化床锅炉通常采用分级燃烧方式，即燃料所需的空气分别从炉底作为流化风（通常称为一次风）和从密相区以上的壁面送入炉膛（通常称为二次风）。循环流化床锅炉的一次风主要保证密相区内的良好流化和必要的燃烧放热。由于一次风比例不高（常在65%以下），而在密相区内的可燃成分浓度较高，所以密相区通常处于缺氧燃烧气氛下。二次风的加入正是提供燃料进一步燃烧所需的氧量。由于二次风从壁面加入，同时温度较高的炉膛中心区域更需要补充氧量，所以二次风的布置要求二次风应该具有足够的动量，较好的穿透能力，从而能进入远离壁面的区域和炉内烟气混合均匀，否则就会出现二次风在炉内混合不均匀，加剧炉膛径向温度分布梯度，加剧炉膛径向的包括氧在内的各种气体成分分布不均匀性，不仅降低燃烧效率，而且也容易引起燃烧过程污染物（SO₂、NO_x、CO、CH₄等）排放量增加。

4.4 床温

在床层中煤粒挥发分的析出速率和碳的反应速率均随流

化床床温的升高而加快。因此,提高床温有利于燃烧效率的提高和缩短燃尽时间。但提高床温要受到灰熔点的限制,考虑到床层断面上温度的不均匀性,燃料颗粒表面温度高于床层温度,通常要求床温比煤的变形温度(t_1)低 $100\sim 200^{\circ}\text{C}$ 。床温的高限应根据煤的变形温度来确定,一般不超过 $1000\sim 1050^{\circ}\text{C}$ 。对于采用添加剂在床内进行脱硫的流化床锅炉,脱硫的最佳反应温度为 850°C 左右,床温高于 900°C 以上时,脱硫率会明显降低,钙硫比增大。

稀相区的温度也同样影响燃烧效率,稀相区内合适的温度可以使得燃料颗粒在稀相区内进一步燃烧,是可燃气体和一次通过炉膛的细颗粒燃尽的保证,这对于燃烧细颗粒份额较高和挥发分含量大的燃料尤其重要。

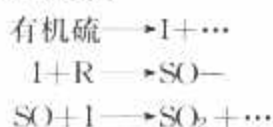
4.5 运行水平

流化床的燃烧效率与运行水平亦有密切关系。一台设计比较好的流化床锅炉,如运行水平不高,技术管理不善,则有可能降低燃烧效率。锅炉在运行中应根据负荷和煤质的变化,随时调整燃烧工况,保持正常的床温和合理的风煤比,以降低CO和碳不完全燃烧损失。此外,还要维持适当的料层高度,料层过厚,不但会增大风机电耗,而且对于鼓泡流化床燃烧过程还会增大气泡尺寸和扬析损失。料层过薄,又会导致燃烧工况不稳定,燃料在床内的停留时间缩短,增加溢流渣含碳量。排放底渣应根据风室静压(一般在 10kPa 左右)变化,勤排少排,避免造成过大的冷渣含碳不完全燃烧损失。

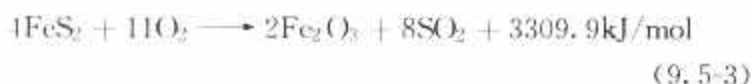
第 5 章 循环流化床锅炉内脱硫 脱硝机理及排放控制

1 流化床煤燃烧过程中 SO₂ 析出的动态特性

燃煤中的硫可分为有机硫、黄铁矿硫和硫酸盐硫几部分。有机硫在煤加热至 400℃ 时即开始大量分解,但对各种煤稍有差异。一般认为,有机硫首先分解为中间产物 I (主要是 H₂S),而后在遇氧气和其他氧化性自由基 R 时逐步被氧化为 SO₂,这一过程可记为



无机物硫(黄铁矿硫)在氧化性条件下,可直接氧化生成 SO₂。由黄铁矿形成 SO₂ 的过程可写为如下总体形式



一般认为,煤中硫分经历下列途径逐步形成 SO₂,即 S → H₂S → HS → SO → SO₂。

由于有机硫和黄铁矿硫的分解温度不同,煤在流化床中燃烧时 SO₂ 的析出呈现出明显的阶段性(见图 9.5-1)。前一个峰是由挥发分析出及着火而形成的,其出现时间会因床层温度升高而不断前移;后一阶段对应于黄铁矿硫形成的 SO₂,持续时间可达数分钟。硫的分解,尤其是黄铁矿硫的分解是需要一定时间的,因此煤在床内的停留时间将影响 SO₂ 的析出量。一般说来,磨细至 0.1mm 以下的原煤在静止床层中析出率达 98.5%,所需的时间为 180~200s (见图 9.5-2),如粒径增大,这一时间还会进一步延长。

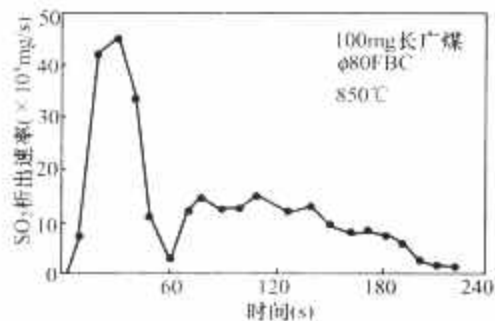


图 9.5-1 煤燃烧时 SO₂ 析出过程的阶段性

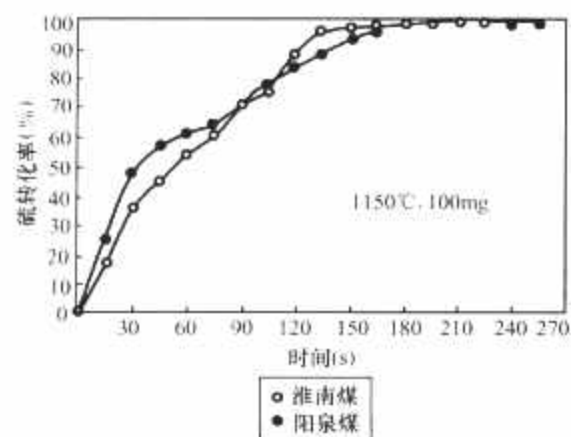


图 9.5-2 燃烧过程中硫形成 SO₂ 的转化率随时间的增长

一般情况下,SO₂ 的析出率随床温的升高而增加。由于流化床燃烧温度一般都在 1000℃ 以下,煤中以硫酸盐存在的硫分不会被分解释放出 SO₂,所以燃用同一种燃料,煤在流化床燃烧过程生成的 SO₂ 量比其他燃烧方式要低,同时煤中的矿物质在流化床的运行温度下可以吸收所释放生成的 SO₂,流化床燃烧过程的这一特性常被称为煤的固有脱硫能力,即所谓的自身脱硫能力。如图 9.5-3 所示,这种自身脱硫能力随煤种特性而变,对于我国常见的含硫烟煤在流化床燃烧过程以 SO₂ 形式释放的硫量占总含硫量的 80% 左右。

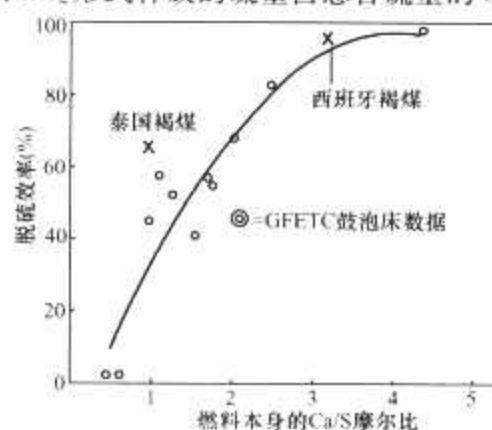


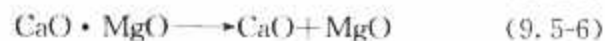
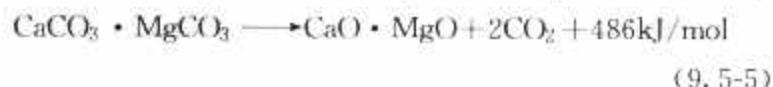
图 9.5-3 燃料本身的脱硫性能

2 循环流化床炉内脱硫反应过程

2.1 脱硫剂及其选择

由于流化床燃烧过程的低温燃烧特性使得通过在炉内加入脱硫剂实现炉内高效脱硫成为可能。可以通过 CaO 等碱性金属氧化物在燃烧炉中吸收 SO₂ 形成稳定的硫酸盐化合物实现炉内脱硫。

流化床燃烧过程中最常用的脱硫剂是钙基脱硫剂,如石灰石 (CaCO₃)、白云石 (CaCO₃ · MgCO₃)。在床温超过其煅烧平衡温度时,将发生煅烧分解反应



MgO 与 SO₂ 的反应速度很低,故一般情况下可认为是惰性的;CaO 将在有富余氧气时与 SO₂ 发生如下硫酸盐化反应



有时还有



不同品种的脱硫剂反应性能差异很大,因此应对不同脱硫剂品种进行选择,从而保证脱硫运行的效果和经济性。脱硫剂的选择旨在找出反应活性最高、脱硫性能最好的脱硫剂品种。

常用的脱硫剂可分为天然和人工制备两大类,就其中有效成分而言,有钙基、钠基、镁基等(天然脱硫剂经浸液或

其他处理方法后亦归入人工制备脱硫剂一类)。在流化床燃烧装置上,最常使用的天然钙基脱硫剂有石灰石(CaCO_3)和白云石($\text{CaCO}_3 \cdot \text{MgCO}_3$)。石灰石资源丰富,价格便宜,被公认为首选的流化床燃烧的脱硫吸收剂。不同的石灰石由于地质年代和地域的不同,其物理化学性质也就存在很大差别,因此不同种类的石灰石其固硫能力差异很大。影响脱硫吸收剂的脱硫性能的物理化学特性主要有吸收剂的化学成分、孔体积、孔尺寸及其分布、吸收剂晶粒大小、吸收剂粒度、破碎磨损阻力以及脱硫剂中所含其他物质如金属氧化物等。

2.2 流化床燃烧过程中石灰石脱硫剂的脱硫机理

天然石灰石是一种致密的不规则结构,其孔隙容积 $[(0.006 \sim 0.02) \times 10^{-9} \text{ m}^3/\text{kg}]$ 和比表面积 $[(1 \sim 3) \times 10^3 \text{ m}^2/\text{kg}]$ 都很小,为与 SO_2 进行硫酸盐化反应,需首先煅烧生成多孔的 CaO ,它一方面有利于储集反应产物,另一方面可以使反应气体穿透至颗粒内部进行反应。

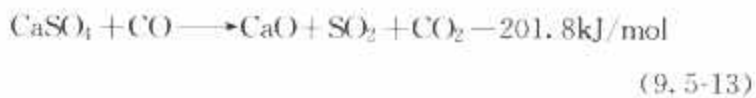
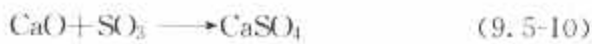
煅烧过程中,石灰石颗粒内孔隙容积不断扩大,比表面积(以 BET 比表面积表示)也不断增加,煅烧初期,比表面积增加较快,而后期增加较慢。原因是煅烧还伴随着烧结过程,因此在煅烧后期,随着平均孔径的增加,比表面积增加较少。煅烧后的孔径分布还与母体结构、杂质含量和煅烧条件有关。煅烧过程中,由于石灰石特性的不同,可能会出现颗粒的缩小或膨胀。

煅烧速度和煅烧后石灰石的孔隙结构取决于温度、 CO_2 浓度和煅烧时间。煅烧过程中,孔径分布持续变化着,主要表现为大孔($>1\mu\text{m}$)数量份额的持续减少和小孔($0.01 \sim 1\mu\text{m}$)数量份额的持续增加,到完全燃烧时,大孔的数量份额已低至可以忽略的程度。

参与脱硫的反应物除入炉的石灰石或白云石外,还有燃料中的灰和多种金属杂质以及气态的 O_2 、 SO_2 、 SO_3 ;如果计及各种已证实的或可能的中间过程,则还必须考虑 CO 、 CO_2 、 CaCO_3 。此外,尽管 MgO 对 SO_2 基本上是惰性的,但却与 SO_3 反应;另一方面,它对白云石的煅烧还改变了脱硫剂颗粒的孔隙结构,故也予以考虑。根据炉内的气氛不同脱硫的产物主要有 CaSO_4 、 CaSO_3 和 CaS (见表 9.5-1),所涉及的反应除了上述反应还包括如下反应。

表 9.5-1 不同条件下 Ca 与 S 的反应产物

温度($^{\circ}\text{C}$)	氧化性气氛	还原性气氛
<450	CaSO_3	
$<650 \sim 700$	$\text{CaSO}_3, \text{CaSO}_4$	$\text{CaSO}_3, \text{CaSO}_4, \text{CaS}$
>700	CaSO_4	
>830		$\text{CaS}, \text{CaSO}_4$



流化床内脱硫过程的限速机制有两种,即硫酸盐化和

SO_2 与脱硫剂颗粒中 CaO 成分的接触过程,或可分为化学反应动力和传质两个方面。热力学过程在正常条件下不会对脱硫造成实质性影响,仅在高温、低氧条件下才可能制约脱硫过程。脱硫反应在不同的气氛中反应通道不同。在氧化性气氛中,反应式(9.5-7)占主导地位,该反应可能通过反应式(9.5-9)和式(9.5-10)的组合或反应式(9.5-11)和式(9.5-12)的组合这两个途径完成的。目前研究结果表明,第二种途径可能扮演更重要的作用。在还原性气氛中,反应式(9.5-13)和式(9.5-14)占主导地位。 CaS 在还原气氛中是主导产物,而在氧化性气氛中,则 CaSO_4 为主导产物。另外,在还原性气氛下,当 CaO 浓度降低时,反应式(9.5-16)可能会成为一个重要的反应。在任何周期性气氛变化过程中, CaS 与 CaSO_4 之间的转换必经过 CaO 作为中间状态,同时认为,在 850°C 以上的温度, CaSO_3 是不能生成的,或是很不稳定的。根据这些研究成果,可以得出如图 9.5-4 所示的流化床脱硫反应产物的平衡关系。

当温度变化时,相平衡的界线也会迁移,燃烧过程对硫酸盐化有巨大的影响,几乎所有石灰石品种都可以通过优化煅烧条件来提高反应活性和利用率,尤其是那些看来活性不太高的品种。

由于煅烧速度比硫酸盐化快得多,而且由于煅烧时 CO_2 的析出,只有在这一过程基本结束后,硫酸盐化才开始发生。硫酸盐化可视为尾随煅烧的反应过程,煅烧时石灰石的失重在达到其最大失重率($40\% \sim 44\%$)后才开始经硫酸盐化而补偿。

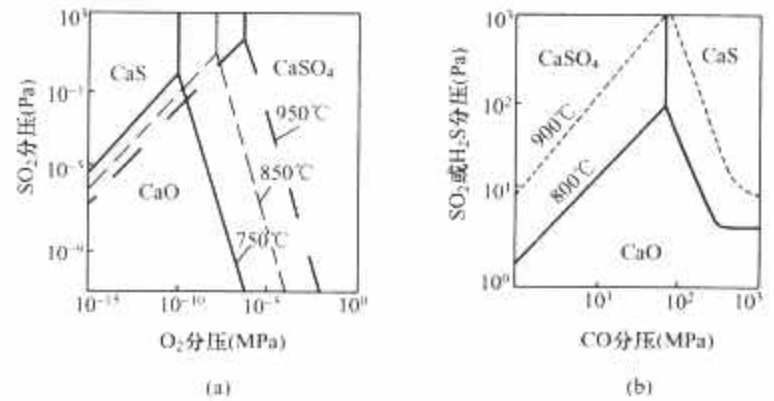


图 9.5-4 脱硫产物 CaSO_4 和 CaO 的相平衡图

(a) 环境气氛以 O_2 分压为主; (b) 环境气氛以 CO 为主

脱硫反应过程中最大的特征就是孔隙堵塞。所形成的 CaSO_4 由于其摩尔容积大于 CaO 而不断填充着空隙空腔,使其内径缩小(见图 9.5-5)。这一过程中,一旦孔隙内表面被 CaSO_4 完全覆盖, SO_2 分子是不能穿透的。正是由于孔隙堵塞的影响,石灰石在实际使用时难以完全转化和利用,因此控制和优化煅烧,实际上就是优化煅烧的孔径分布。从某种意义上说,最佳孔径分布是一个理想化概念,它要求石灰石具有最有利于脱硫的平均孔径和孔隙比表面积,以及颗粒内核及外围间孔径的匹配,从而做到最佳的反应速度、最佳的脱硫产物分布,把孔隙堵塞的影响减小到最低程度,以获得高脱硫效率和脱硫剂的利用率。

硫酸盐化对 SO_2 浓度是一级反应,而与 O_2 浓度基本无关。反应速度可表示为

$$R = k C_{\text{SO}_2} C_{\text{CaO}} \quad (9.5-18)$$

k 显然应由化学反应动力学和颗粒内外传质因素联合确定,即

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_m} + \frac{\delta_r}{D_e} \quad (9.5-19)$$

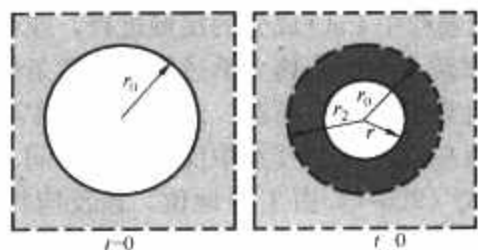


图 9.5-5 硫酸盐化时反应界面的后退与单孔的堵塞

式中： k 为反应速度常数； C_{SO_2} 为环境中 SO_2 的物质的量浓度； C_{CaO} 为 CaO 的物质的量浓度； k_s 为硫酸盐化反应的本征反应速度常数； k_m 为颗粒外表面的气膜传质系数； D_e 是内孔扩散的有效扩散系数； δ_r 为反应界面距颗粒表面的距离。

在流化床尤其循环流化床燃烧过程中颗粒外表面的传质条件较好，气膜传质阻力很小，通常可以忽略。

k_s 可以写作

$$k_s = k_0 \exp[-E/(RT)] \quad (9.5-20)$$

其中前因子 k_0 约为 $1 \times 10^{-2} \text{ m/s}$ ，活化能 E 一般报道的数据在 $34 \sim 78 \text{ kJ/mol}$ 之间。

式 (9.5-20) 右侧第三项表示内孔扩散阻力。随着硫酸盐化反应的进行，反应界面不断向颗粒内部延伸，即 δ 随时间不断增加，而有效扩散系数 D_e 随着孔隙的不断堵塞而减小，故该项阻力在总阻力中所占的份额随硫酸盐化反应时间的延长而迅速增加。

研究表明在流化床运行的正常温度区 ($800 \sim 950^\circ\text{C}$) 和风速下，对于颗粒粒径为 1.764 mm 的石灰石颗粒在脱硫反应过程中化学反应阻力在转化率大于 24% 后已不占主导地位，而让位于内孔扩散阻力。一般可以认为，在石灰石粒径小于 0.25 mm 时，可以认为脱硫反应是由反应动力学控制的，而直径大于 2 mm 的颗粒，则主要受内孔扩散控制，尤其是在反应后期。

与鼓泡流化床燃烧过程相比，循环流化床燃烧在脱硫方面有一定的优势。一方面由于在炉膛出口处安装了高效分离器，能把被气流带出的，包括石灰石颗粒在内的固体颗粒分离出来，再返回床层，通过外循环提高内循环量，大大地增加了石灰石在炉膛中的停留时间，减少了石灰石颗粒的损失量。另一方面，循环流化床的气流流速高，石灰石在炉膛、分离器、回到床内的循环过程中，尤其是内循环过程中，颗粒的团聚、颗粒团的崩溃导致固体浓度很高，相互碰撞，使得石灰石颗粒的已经吸收了二氧化硫的表面会被磨损掉，露出颗粒的新表面，从而提高了石灰石的利用率。此外，石灰石在循环中基本上都处于 $850 \sim 900^\circ\text{C}$ 的温度范围，是脱硫最有效的温度，这也改善了脱硫的客观条件，从而提高了钙的利用率。因此一般循环流化床锅炉脱硫时，它的 Ca/S 摩尔比在 2 左右时，脱硫效率就可以高达 $80\% \sim 90\%$ 。

3 影响循环流化床锅炉脱硫效率的因素分析

3.1 Ca/S 摩尔比的影响

Ca/S 摩尔比被认为是影响脱硫效率和 SO_2 排放的首要因素。如图 9.5-6 所示，来自工业循环流化床锅炉的运行数据表明，随着 Ca/S 摩尔比的增加，脱硫效率在 Ca/S 摩尔比低于 2.5 时增加很快，而继续增大 Ca/S 摩尔比或脱硫剂量时，脱硫效率增加得较少。不仅如此，继续增加脱硫剂投料量会带来其他副作用，如增加灰渣物理热损失，增大灰渣处理成本，影响燃烧工况，富余的 CaO 还将使 NO_x 排放提

高。此外，高的 Ca/S 摩尔比还与选择性非催化还原 NO_x 法 (SNCR) 相冲突。因此，存在一个较经济的 Ca/S 摩尔比，对循环流化床和鼓泡流化床锅炉，经济 Ca/S 摩尔比稍有差异。循环流化床锅炉运行时 Ca/S 摩尔比一般在 $1.5 \sim 2.5$ 之间，而鼓泡床锅炉则稍大一些。

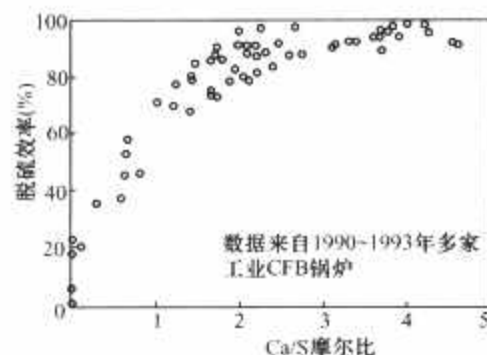


图 9.5-6 脱硫效率随 Ca/S 摩尔比的变化

3.2 床温的影响

床温的影响主要在于改变了脱硫剂的反应速度、反应环境、固体产物分布及孔隙堵塞特性等，从而影响脱硫效率和脱硫剂利用率。目前大量的研究和应用表明，流化床燃烧过程中存在着最佳的脱硫温度，即在某个温度下达到最高的脱硫效率，这个温度随着脱硫剂的特性和具体锅炉运行情况而不同，典型的最佳脱硫温度为 850°C 。温度所具有的这种影响特性的机理到目前还没有完全清楚，许多研究者提出不同的原因解释。一般认为，在较低温度下 ($<800^\circ\text{C}$)，脱硫反应速率也很低，这势必导致床内床料中石灰石捕获 SO_2 的效果降低，难以达到有效脱硫；反之，如果温度过高 ($>920^\circ\text{C}$)，虽然脱硫反应速率提高，但在扩散控制条件下，却可能导致如下几个不利因素：一是表面孔隙过早堵塞而内孔尚未得到利用，使反应产物在颗粒内外分布严重不均；二是颗粒表面 O_2 耗竭，而产生局部低氧和还原性气氛，使已生成的 $CaSO_4$ 重新分解为 CaO 并释放出 SO_2 ，显然，这也将导致脱硫效率和脱硫剂利用率的下降。另外，近年许多研究认为，高温下脱硫效率的降低，主要是由于在高温下， $CaSO_4$ 的分解反应 [见式 (9.5-14)] 速度加快从而降低了脱硫效率。

由于当循环流化床运行温度低于 850°C 时 N_2O 排放较高，试验数据也表明，床温为 850°C 时，挥发分中 HCN 生成 N_2O 的选择性最强，转化率最大；同时，电站方面从燃烧效率、 CO 排放上考虑，也希望选择高于 850°C 的床温运行，所以许多研究者建议将床温提高至 900°C 。实际上，通过适当的调整，可以实现将床温提得稍高一些并在 900°C 左右达到最高的脱硫效率 (见图 9.5-7)。

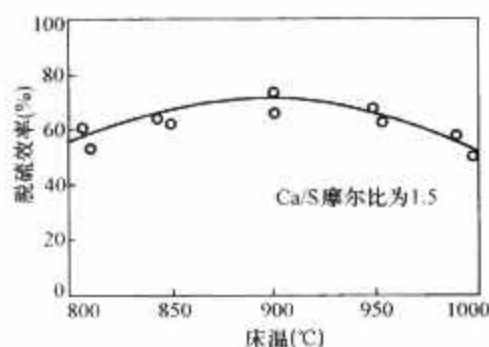


图 9.5-7 床温对脱硫效率的影响

3.3 粒度的影响

脱硫剂和燃料粒度及粒径分布对脱硫效率也有较大影响。图 9.5-8 表明，采用较小的脱硫剂粒度时，循环流化床

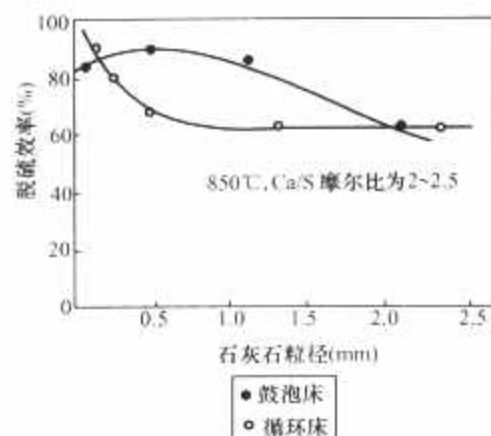


图 9.5-8 石灰石粒径脱硫效率的影响

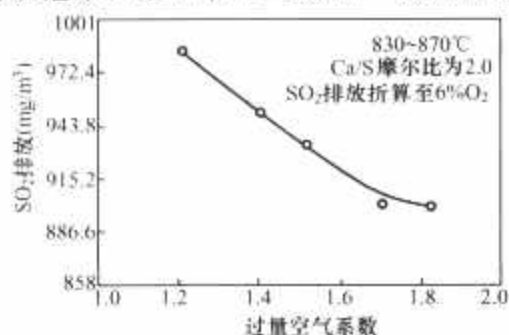
脱硫效果较好，鼓泡流化床在某种程度上也是如此。此外，脱硫剂粒度越小，对 NO_x 的刺激作用也越小，而且对小的粒径，脱硫温度也可以较高。循环流化床的优点之一就是可以采用较小的粒径，因为分离和返料系统保证细颗粒的循环，故一般采用 $0\sim 2\text{mm}$ ，平均 $100\sim 500\mu\text{m}$ 的石灰石粒度。而鼓泡流化床的情况稍有不同，粒径小意味着扬析较大。对鼓泡流化床，理想的石灰石粒度应是活性高、扬析小的粒度，大型常压鼓泡流化床最佳的脱硫剂粒度应是使床内的平均粒径处于扬析切割直径左右的粒度，而不能太小。但也有人认为鼓泡流化床不宜采用小于 $500\sim 1500\mu\text{m}$ 的石灰石粒径，即使对循环流化床锅炉，石灰石粒度太小或使用太易磨损的石灰石也会增大其以飞灰形式的逃逸量，也增加静电除尘器负担，并使脱硫效率下降。因此，石灰石平均粒径也不宜小于 $100\mu\text{m}$ 。

另外一方面，由于石灰石颗粒在流化床炉内煅烧、颗粒碰撞过程同样经历爆裂和磨损过程，而不同的石灰石颗粒的爆裂和磨损特性是不一样的，所以入炉的石灰石颗粒粒径选择还应考虑石灰石颗粒的爆裂、磨损等特性的影响。

3.4 氧浓度及分段燃烧的影响

床内氧浓度水平及其分布主要与过量空气系数、是否实施分段燃烧、给料方式、炉膛压力及给料点分布有关。一般来说，过量空气系数小于 1.0 后，流化床燃烧过程中的脱硫效率急剧下降，而提高过量空气系数时脱硫效率总是提高。应该指出，如果考虑还原性气氛中生成 CaS 的反应，脱硫效率的变化应比预测的要小。当 O_2 分压小于 10Pa 时， CaSO_4 是不稳定的，此时将发生还原反应，见式 (9.5-13) 和式 (9.5-14)。对于鼓泡流化床，尽管过量空气系数可以很大，但床内的脱硫剂仍有可能暴露在还原性气氛中。在循环流化床锅炉中，密相区一般处于还原性气氛，稀相区则一般处于氧化性气氛中。由图 9.5-9 中可以看出，过量空气系数由 1.0 升至 2.0 时，折算 SO_2 排放质量浓度由 $987\text{mg}/\text{m}^3$ 降至 $901\text{mg}/\text{m}^3$ 。

分段燃烧给炉膛内氧浓度分布造成很大变化。一些研究者发现，对鼓泡床和循环床，二次风/一次风比从 0.52 增至

图 9.5-9 过量空气系数对 SO_2 排放的影响

1.0 时 SO_2 排放变化度不很大。但亦有研究表明，同一 Ca/s 摩尔比下，实施分段燃烧时，由于密相区的还原性气氛的存在，降低了脱硫效率，而且二次风的送入位置对于脱硫效率也具有较大的影响。

周期出现的氧化性和还原性气氛一般对脱硫效率不构成很大影响。尤其是当脱硫剂累积硫酸盐化程度较高时， CaSO_4 和 CaS 随气氛变化而被还原和氧化的速度也将大大降低。

3.5 SO_2 在炉膛停留时间以及床内风速的影响

流化床燃烧过程中，延长 SO_2 的停留时间显然是有利于脱硫效率的，但对脱硫效率的增益与 SO_2 停留时间呈指数衰减趋势，所以 SO_2 在炉内的停留时间是有一个合理范围的。

对鼓泡流化床锅炉，由于悬浮空间很低而且颗粒浓度很低，脱硫基本上发生在密相区内（据估计，悬浮段的脱硫份额仅 9% 左右）。这样在其他条件不变时，密相区的高度和表观风速就决定了 SO_2 的有效反应时间，从而也就决定了脱硫效率。显然，较深的床层和低流化速度对脱硫有利。当风速对流化状态、细颗粒扬析夹带、磨损、气固接触情况构成较大影响时，对脱硫效果影响更明显。如当鼓泡流化床风速增加时会伴随着扬析的增大， SO_2 停留时间减小，这种效应比它对气固接触和均化床温、颗粒磨损的促进作用更加突出。因此，对一定的床料粒度，增加风速会使脱硫效率稍有下降。

对于循环流化床锅炉，由于在炉膛整个空间和分离器内都存在着脱硫剂和 SO_2 的反应，所以 SO_2 的停留时间是以炉膛高度与表观风速之比来衡量的。从设计角度考虑，循环流化床炉膛高度应保证 SO_2 停留时间不少于 $3\sim 4\text{s}$ 。增加风速往往意味着循环物料量的增加（增加了脱硫剂的停留时间）、脱硫剂停留时间的延长和 SO_2 停留时间的缩短。所以对于循环流化床锅炉来说，运行风速的增加对脱硫效率没有很大的负面影响。

3.6 循环物料量的影响

由图 9.5-10 可知，随着循环倍率的升高，脱硫效率达到 90% 时所需的石灰石投料量也下降。这是由于通常循环倍率越大，意味着分离效率越高，这就延长了石灰石在床内的停留时间、提高了脱硫剂的利用率，尤其是对那些较小的颗粒。由于硫酸盐化反应速度相对较慢，通常稳定流量的石灰石加入流化床锅炉后，锅炉的 SO_2 排放达到稳定需要 90min 以上，当反应 30min 后，如果不考虑磨损，石灰石的利用率仅有 $0.2\sim 0.4$ ，故延长石灰石停留时间可以提高其利用率，同时还可以减少对 NO_x 的刺激增长作用。同时，提高循环倍率意味着提高了悬浮空间的内脱硫剂颗粒浓度，增加气固两相接触机会，同时由于飞灰颗粒的提高，增加了颗粒之间的碰撞磨损概率，从而提高脱硫效率。但研究也表明当悬浮空间颗粒质量浓度大于 $30\text{kg}/\text{m}^3$ 后进一步增加时，脱硫效率增加缓慢。因为此时细颗粒逃逸的可能性也增加，

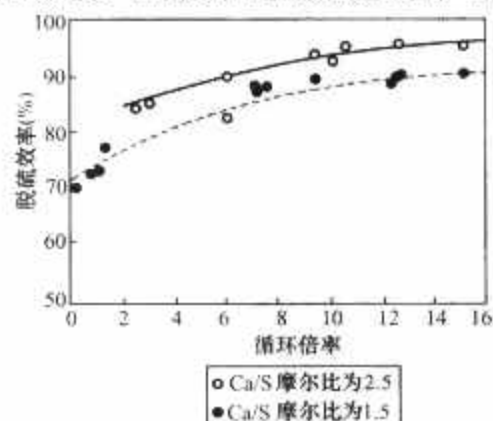


图 9.5-10 循环倍率对脱硫效率的影响

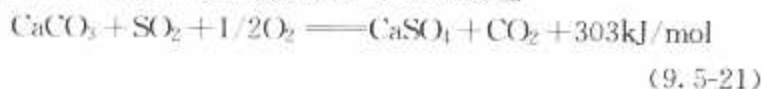
密相区颗粒浓度也可能稍有减小,而使总体的气固反应物在接触中吸收的总量基本保持不变,这样对循环流化床锅炉存在一个最有利于脱硫的循环倍率。

3.7 负荷变化的影响

一般认为,循环流化床锅炉的负荷在相当大的范围内变化时,脱硫效率是基本恒定的或略有升降。不过,在较为极端的情况下,如负荷率处于锅炉降负荷能力的极限时,由于床温、风速、流体动力因素及密相区中烟气中 SO_2 析出浓度变化较大,可能会造成脱硫效率的明显下降。

3.8 其他因素对脱硫的影响

压力是影响脱硫的又一因素。实际运行表明,增加压力可以改善脱硫效率,并且提高了硫酸盐化反应速度。在增压条件下,石灰石不经煅烧就能与 SO_2 反应



此外,较为突出的因素就是煤种和脱硫剂品种的因素。煤种的影响基本上体现在这样两个方面:硫的含量和组成、Ca 和 Mg 等金属杂质含量,而煤中的灰分对脱硫没有不利影响。

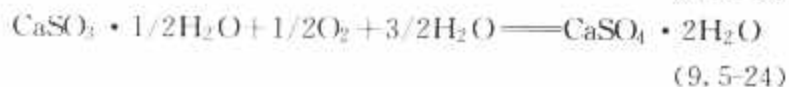
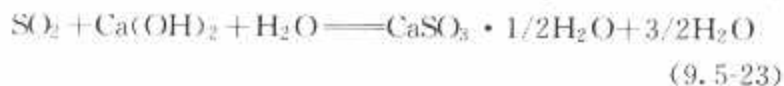
4 循环流化床强化脱硫措施

目前循环流化床燃烧过程要达到高的脱硫效率则需要较高的 Ca/S 摩尔比 (2.5 左右),而且当燃用高硫燃料时,往往需要更高的 Ca/S 摩尔比,有时即使增加 Ca/S 摩尔比也难以达到要求的排放标准。另一方面,随着人们对环境保护问题的日益重视,各国对 SO_2 排放的控制也更加严格,要求循环流化床燃烧技术具有更高的脱硫性能。目前已有较多的研究机构或公司针对循环流化床燃烧技术开发强化脱硫技术,主要集中在流化床锅炉后增加烟气二级脱硫装置以进一步提高脱硫效率,对脱硫灰/渣增湿活化以提高脱硫剂利用率,或者通过脱硫剂改性、改变石灰石投加方法等达到脱硫剂高效低耗利用的目的。

4.1 炉内脱硫与尾部脱硫组合强化脱硫技术

循环流化床组合强化脱硫技术就是在炉内加脱硫剂脱硫的同时,增加尾部烟气脱硫装置以利用了炉内脱硫未被利用的 CaO,提高脱硫效率的同时提高了脱硫剂的利用率。目前,干法/半干法烟气脱硫技术常在组合强化脱硫技术中被作为尾部烟气脱硫环节。

半干法/干法脱硫技术一般通过直接喷雾化水滴或喷雾化浆液两种方法,使飞灰中未反应的 CaO 与水生成低温下有很高活性的 $\text{Ca}(\text{OH})_2$, $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 与增湿烟气中的 SO_2 发生气液反应,其反应机理为



该工艺的特点是反应在气、固、液三相中进行,利用烟气显热蒸发水分,最终产物为干粉态,一般与布袋除尘器结合使用。该技术具有系统简单、初投资和运行费用低、占地面积小、脱硫产物为干态易于处理等优点,得到了一定的应用,但主要的缺点是脱硫率及吸收剂利用率低。

ALSTOM 公司开发了循环流化床和干法脱硫技术相结

合的 NID 脱硫工艺,该工艺如图 9.5-11 所示。从循环流化床锅炉的空气预热器出来的烟气,经反应器底部进入反应器,与混合增湿器中送入的吸收剂发生反应。在降温和增湿的条件下,在反应器中烟气中 SO_2 和吸收剂反应生成亚硫酸钙和硫酸钙。

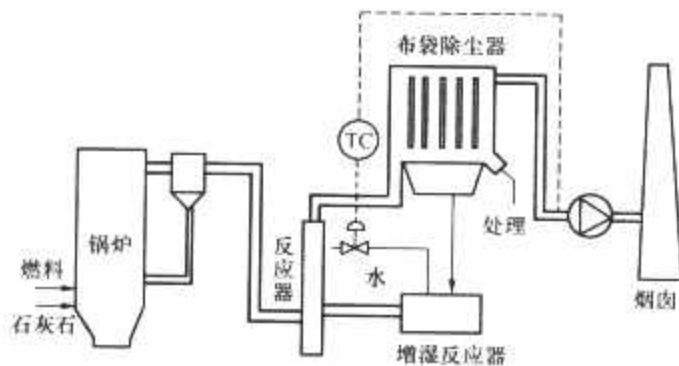


图 9.5-11 NID 组合脱硫工艺

NID 脱硫工艺的特点是增设增湿活化系统,除尘器灰被收集进入增湿混合器,加水量根据烟温调节,并可根据烟气中 SO_2 的浓度确定是否需要再加石灰以及石灰的投加量。经过干燥/活化步骤,被干燥的循环灰经高效除尘器从烟气中分离出来,再输送给混合器,此路构成循环。此工艺控制的关键要素是烟气的湿度,随加水量增湿度增加,在湿度为 50%~60% 之间时脱硫效果最好。

浙江大学在流化床燃烧的基础上研究开发了组合深度脱硫的专利技术。它由循环流化床燃烧炉、石灰石加入系统、循环悬浮式半干法反应器等组成。石灰石颗粒被加入炉内经高温煅烧成 CaO,并在炉内吸收 SO_2 气体形成 CaSO_4 ,没有被吸收的 SO_2 气体和未反应的 CaO 经受热面冷却后进入循环悬浮式半干法反应器,在反应器内通过喷水增湿过程,飞灰中的 CaO 被转化为反应性更强的 $\text{Ca}(\text{OH})_2$,然后在反应器内继续吸收烟气中的 SO_2 ,从而进一步脱除烟气中的 SO_2 。从反应器出去的含灰烟气经除尘器除尘后排出,而分离下来的灰颗粒被送回循环悬浮式半干法反应器以进一步利用飞灰中未反应的 CaO 成分。

浙江大学的深度脱硫工艺的特点是不增设增湿活化反应器,增湿反应在循环悬浮式半干法反应器内完成,并根据反应器的高度设置雾化喷头,使 CaO 能够充分增湿。该工艺结构更加简单,节省了设备投资费用。装置流程如图 9.5-12 所示。

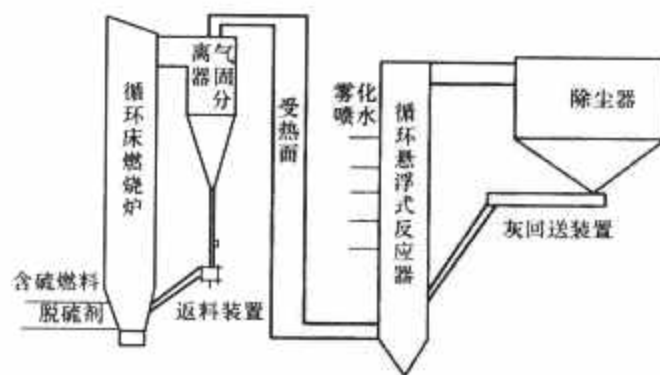


图 9.5-12 浙江大学提出的循环流化床燃烧系统深度脱硫工艺

4.2 灰/渣活化后炉内再利用

该方法是把流化床灰/渣经水活化反应后重新送回炉内,利用灰渣中未被利用的 CaO 吸收 SO_2 ,从而降低了石灰石用量。主要原理是利用 CaO 的水合反应生成的 $\text{Ca}(\text{OH})_2$,在水合反应过程中由于生成摩尔体积大的多的 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 而

发生膨胀破裂,使产物层包裹的未反应的 CaO 暴露出来,同时在炉内的高温脱水反应中会形成有利于高温脱硫反应的孔隙结构。

实验研究和实际测试均证明飞灰和炉渣水合活化后可以提高钙的利用率,但是活化方法没有从根本上改变灰渣的粒度分布和结构,活化后在流化床内停留时间增加不多,对钙利用率的提高有一定的限制。另外,如果活化时间过长,会影响活化工序与锅炉系统的连续性。

4.3 飞灰回燃提高钙利用率

由于飞灰中含有一定量的脱硫剂,将收集到的飞灰与煤掺混,送回锅炉,可以提高流化床的脱硫率和降低脱硫剂的加入量。

镇海炼化 II 电站 1 号 CFB 锅炉新增电除尘飞灰回燃循环系统,将锅炉尾部电除尘器—电场收集的飞灰送回 J 阀回料腿,进入锅炉炉膛内的密相区,实现循环燃烧,该技术能使床温保持在最佳脱硫温度下,同时提高了石灰石的利用率。飞灰回燃投用后,对飞灰的分析得硫酸钙/氧化钙有明显增大,这说明氧化钙的利用率明显提高。测试得未投用前硫酸钙/氧化钙的值为 1.40,烟气 SO_2 含量为 $1351.49\text{mg}/\text{m}^3$,投用两台后硫酸钙/氧化钙的值增为 2.24,烟气 SO_2 含量降为 $927.64\text{mg}/\text{m}^3$ 。

由于飞灰颗粒平均直径小于 $53\mu\text{m}$,对分离器的捕捉能力有很高的要求,另外一个问题是由于飞灰颗粒细,在流化床中停留时间不长,对脱硫效果有影响。如果在加压流化床中采用飞灰回燃,则停留时间加长,脱硫能力加强。

4.4 飞灰制团技术提高钙利用率

该方法是将流化床后除尘器收集的飞灰制团后,再用于流化床燃烧脱硫。在床内投加制团后的飞灰提高了钙基捕获硫的能力,同时也增加了钙基脱硫剂的利用率。这是因为飞灰中含有未反应的 CaO 细小颗粒,制成团粒后比原来的石灰石颗粒具有更好的孔隙结构,并且团粒的粒径大,增大了在床内停留时间,多次循环使 CaO 得到充分利用。该技术的缺点是需要额外增加制团的设备,从而增加了费用;另一不足之处是飞灰中含有如镍、钒等金属杂质,降低了 CaO 所占的比例。

4.5 石灰石改性提高活性

该方法是对石灰石进行改性从而改良脱硫性能。有研究发现在 850°C 时,用 2% 含量的 NaCl 溶液浸泡过的石灰石可比处理前脱硫率提高了近 8%,认为 Na 离子可以使煅烧生成的 CaO 具有更大的比表面积和更多的内外空隙,且 Na 离子具有催化作用加速固硫反应。而其他一些离子,如 CaCl_2 、 MgCl_2 、 LiCl 、 CsCl 等则相反会降低脱硫剂的活性。

也有研究表明在 700°C 温度下在石灰中掺入一定比例的氧化铁可以显著提高钙利用率,氧化钙晶体以氧化铁为核心进行固硫反应,破坏了形成致密产物层的条件,改变了石灰表层孔隙结构,使更多地内部孔隙暴露,为固硫反应向纵深发展创造了条件。

若将石灰石改性的方法应用到实际的工艺中,要考虑操作是否便利以及所需的费用是否在可行范围之内,而且目前较多的研究还处于实验室阶段,还没有石灰石改性工业应用方面的报道资料。

5 煤燃烧过程中 NO_x 的形成机理及排放的特性

5.1 流化床燃烧过程中氮氧化物生成特性

由于流化床的运行温度较低,热力 NO 形成速率很低,即使不考虑各种分解还原过程,其平衡浓度也很低,因此一般可以不予考虑。流化床内氮氧化物的生成和分解过程机理十分复杂,涉及的反应多,许多有关氮氧化物生成和分解模型仍停留在理论定性阶段,而且还有许多涉及 NO_2 、 N_2O 生成和还原反应的一些均相和多相反应式的动力学数据还没有获得。

燃料氮形成的 NO 占流化床的燃烧方式 NO_x 总排放的 95% 以上。燃料氮在煤燃烧时,一部分随挥发分析出燃烧,即挥发分氮,而另一部分则残留在焦炭上,即焦炭氮。无论挥发分氮或焦炭氮都形成大量的 NO 和 N_2O ,燃料氮转化为 NO 和 N_2O 的简单的示意图见图 9.5-13。

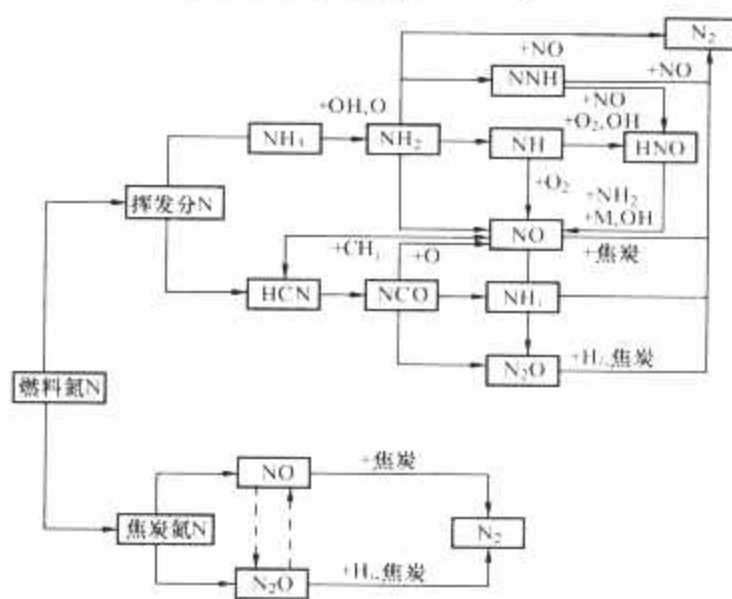


图 9.5-13 燃料氮平衡

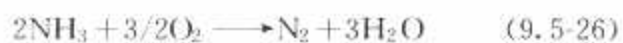
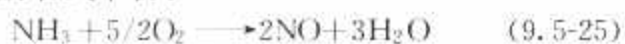
燃料氮的转化率主要受温度、过量空气系数（富氧浓度）和燃料含氮量的影响,一般在 10%~45% 的范围内。随着燃烧温度的升高,燃料氮转化率不断升高,但这主要发生在 $700\sim 800^\circ\text{C}$ 温区内,因为燃料 NO 既可通过均相反应,又可通过多相反应生成。燃烧温度很低时,绝大部分氮留在焦炭中,而温度很高时,70%~90% 的氮以挥发分形式析出。研究表明, 850°C 时,70% 以上的 NO 来自焦炭燃烧,而 1150°C 时,这一比例才降至约 50%。由于多相反应的限速机理在高温时可能向扩散控制方向转变,故温度超过 900°C 后,燃料氮的转化率只有少量升高。研究还表明,挥发分氮向 NO 的转化对当地氧浓度很敏感,通过造成区域性还原性气氛可以有效地降低 NO 生成量;而焦炭中的氮对氧浓度不敏感,因此存在着一个不能用还原性气氛消除的 NO 生成量的下限。

5.1.1 挥发分氮转化为 N_2O 和 NO 反应

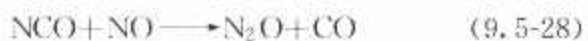
在煤粒燃烧时,杂环氮化物受热分解与挥发分一起析出,研究表明,当燃料氮与芳香环结合时,则析出以 HCN 为主要的中间产物,当以胺形式存在时,析出时则以 NH_3 为主导中间产物。中间产物 HCN 、 NH_3 再通过复杂的均相反应形成 NO 和 N_2O 。研究表明, NH_3 主要转化为 NO 或 N_2 ,而 HCN 则主要转化为 N_2O 。在焦炭和石灰石的催化作用下, HCN 也会转化为 NO ,同时 HCN 也会通过水解等过程转化为 NH_3 。另外,虽然石灰石存在时 NH_3 也通过反应转化为 N_2O ,但这种转化是非常小的。挥发分氮形成 HCN 和 NH_3

的比例决定于燃料种类、燃料颗粒特性、温度及加热。

NH_3 转化为 NO 和 N_2 的途径可参见图 9.5-13。可以用下面两个反应方程式来表示



HCN 形成 N_2O 通常通过下述两个反应进行



5.1.2 焦炭氮转化为 NO 和 N_2O 的反应

焦炭中固在芳香基氮苯或氮茂环中的氮在焦炭表面氧化形成中间产物 (CNO)，此时仍留在焦炭表面，中间产物再经氧化形成 NO 或与 NO 反应生成 N_2O 。在焦炭表面， NO 也可分解为 N_2O ，但多数工况下，这种转化可忽略。

Vallk 和 Bramer 研究指出流化床燃烧过程中焦炭燃烧产生的 N_2O 约占总的 N_2O 的 1/3，而 Wojtowicz 等则指出在 15%~35% 之间。

由于焦炭颗粒氮固在焦炭内，所以转化为 NO 或 N_2O 的速度与焦炭燃烧速度密切相关， NO 或 N_2O 的生成速度也可以用焦炭燃烧速度来近似表示

$$R_{\text{NO}} = R_c X_{\text{NC}} r_{\text{NO}} \quad (9.5-29)$$

$$R_{\text{N}_2\text{O}} = R_c X_{\text{NC}} r_{\text{N}_2\text{O}} \quad (9.5-30)$$

式中： R_c 为焦炭燃烧速度； X_{NC} 为焦炭中 N 和 C 的摩尔比； r_{NO} 和 $r_{\text{N}_2\text{O}}$ 分别表示为形成的 NO 或 N_2O 占氮的总氧化物的摩尔比。

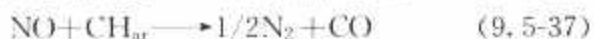
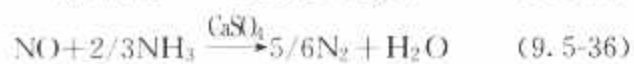
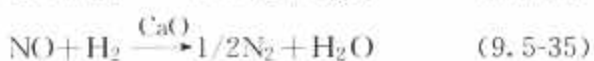
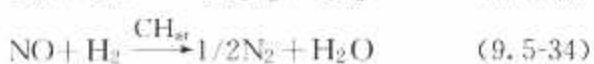
r_{NO} 和 $r_{\text{N}_2\text{O}}$ 之间的关系为

$$2r_{\text{N}_2\text{O}} + r_{\text{NO}} < 1 \quad (9.5-31)$$

Beerling 通过实验结果指出， r_{NO} 和 $r_{\text{N}_2\text{O}}$ 受温度和颗粒粒径影响较大。

5.1.3 NO 和 N_2O 的分解

在流化床燃烧中， NO 及 N_2O 的生成和分解反应都非常复杂，Johnsson 认为 NO 分解反应主要可以用以下反应来表示



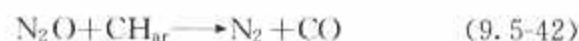
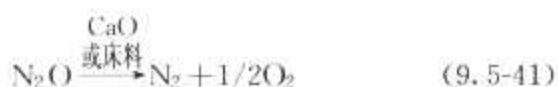
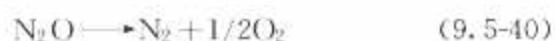
即认为 NO 与 CO 、氢或碳在焦炭、氧化钙及床料的催化作用下发生分解反应。Van den Berg 和 Van den Bleek 提出，上述反应都是在反应区域严重缺氧的情况才变得有意义，而在焦炭表面，碳更容易捕获氧原子，使反应式 (9.5-35) 变得更为重要，而且在循环流化床锅炉炉内， H_2 浓度一般来说也较低。

Rajan 和 Wen 给出焦炭与 NO 反应的速率表达式为

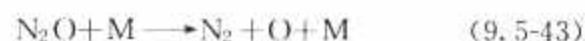
$$R_{\text{NO}-\text{C}} = 4\pi r_c^2 K_{\text{NO}} C_{\text{NO}} \quad (\text{mol/m}^3) \quad (9.5-38)$$

式中： $K_{\text{NO}} = 5.24 \times 10^5 \exp(-17111/T)$ (m/s) (9.5-39)

N_2O 在流化床中的分解反应同样有其复杂性，一般来说， N_2O 主要的均相和非均相分解反应有



N_2O 的均相热力分解在 N_2O 分解反应中占有重要作用。Miller 和 Roman (1989) 给出 N_2O 在有少量水蒸气存在时的反应速率表达式



$$k_{\text{N}_2\text{O}} = k_0 T^\beta \exp(-E/R_0 T) \quad (9.5-44)$$

式中： $k_0 = 1.6 \times 10^8 \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{mol})$ ； $E = 216 \text{ kJ/mol}$ ； $\beta = 0$ 。

N_2O 在床料或氧化钙催化作用下的分解反应已有许多研究者进行研究。

5.2 循环流化床锅炉内氮氧化物的控制及其影响因素

氮氧化物生成机理所表现出的主要特性有：

- (1) 中温生成，对温度比较敏感，温度升高 NO 明显上升， N_2O 却下降。
- (2) 对燃料性质的依赖性。
- (3) 均相和多相反应都起着重要作用，尽管均相反应生成的 N_2O 看来高一些，然而多相反应都产生了更多的 NO 。

流化床燃烧过程的氮氧化物排放最主要的特性是对燃料的性质、床温、空气量的敏感性。在实际过程中，还会受到设计和操作因素某种程度的影响，如脱硫时未反应的石灰石的影响。此外，由于燃烧装置设计结构、容量各不相同，即使燃用同一煤种，排放水平也会不同。

流化床燃烧过程中，由于炉内混合强烈，加上物料循环，这为低 NO_x 排放提供了如下可能性：

(1) 由于炉内混合强烈，比其他燃烧方式更易于造成均匀的截面温度和氧浓度分布。这对于降低燃料型 NO_x 的生成是十分重要的。此外，氧浓度均匀更便于对燃烧气氛进行操作上的控制，便于实施低氧燃烧。

(2) 采用阶段燃烧。采用阶段燃烧的作用是打开一、二次风之间的空间距离，从而使在与二次风混合前存在一个还原性的区域，这就为降低 NO_x 排放提供了三个途径：

- 1) 一部分燃料氮在该区域内形成 HCN 、 NH_3 等自由基和 N_2 。
- 2) 含氮自由基 R 遇上弱氧化性气氛而部分转化为 N_2 。
- 3) 在还原性区域内形成的 CO 等气体和焦炭对已生成的 NO_x 的催化还原。

(3) 注氮。这是一种降低 NO_x 的可能方法，其机理反应式为



注氮降低 NO_x 必须严格控制气氛，要求当地不存在氧浓度不均匀现象，即不存在局部氧化性气氛。

当今运行的一些循环流化床燃烧锅炉在不采取注氮措施情况下 NO_x 及 N_2O 排放水平分别为 $100 \sim 300 \text{ mg/m}^3$ 和 $50 \sim 200 \text{ mg/m}^3$ ，对鼓泡床则为 $200 \sim 500 \text{ mg/m}^3$ 和 $100 \sim 400 \text{ mg/m}^3$ 。这些锅炉一般都运行在 $800 \sim 950^\circ\text{C}$ 温度范围内。

影响循环流化床锅炉氮氧化物排放的主要因素有：温度、过量空气系数、脱硫剂、燃料性质、床料中金属氧化物含量、循环倍率、实施选择性非催化还原 (SNCR)、注氮以及其他因素。

5.2.1 温度的影响

温度对氮氧化物排放的影响已经取得大家的共识。由图 9.5-14 可明显看出，随着运行床温的提高， NO_x 排放将升高，而 N_2O 将下降。这意味着，通过降低床温来控制 NO_x 排放会导致 N_2O 排放上升。另一方面，运行床温的控制还

受负荷及燃烧效率制约,床温过低则 CO 浓度很高,这尽管有利于 NO_x 的还原,却带来了化学不完全燃烧损失。N₂O 随温度上升而减少的原因一般归结为 N₂O 的热分解,该反应对温度十分敏感。在高温下,N₂O 的分解反应将是十分迅速的。烟气中的其他组分对 N₂O 的还原作用一般受温度影响很弱,这一系列的反应都具有较小的活化能。相比之下,NO_x 随温度升高而升高的原因则涉及均相及多相反应两个方面,也复杂得多。但没有理由认为,是 N₂O 的分解使 NO 增加,因为在这一过程中只有极少量 NO 生成。就绝对排放量而言,在最佳脱硫温度,即 850℃ 左右时,燃料氮向 N₂O 的转化率最高,此时 N₂O 排放可达 (200~250) × 10⁻⁶,而床温增高时,从焦炭和原煤燃烧中产生的 N₂O 都将大大减少。这些结果暗示,降低运行温度未必是控制氮氧化物排放的最佳措施。

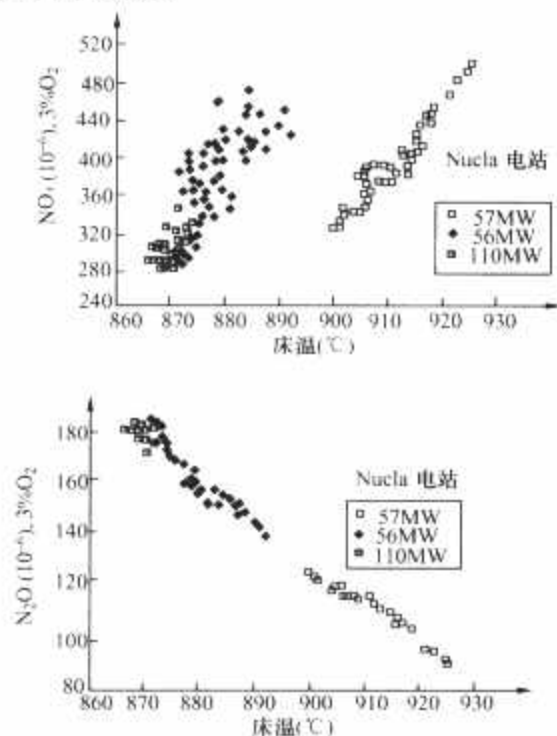


图 9.5-14 运行温度对 NO_x 及 N₂O 排放的影响

5.2.2 过量空气系数的影响

如果不实施分段燃烧,则总的过量空气系数 α 对 NO_x 和 N₂O 有类似的影响。过量空气系数降低时,NO_x 和 N₂O 排放都会降低,因为 α 很小或很大时,CO 浓度都升高,这对 NO 和 N₂O 的还原和分解都有利。

由于在炉膛下部区域形成缺氧燃烧气氛,分段燃烧对降低 NO_x 排放很有好处。一般地,二次风从床面上一定距离送入较好,二次风过低引入则对氮氧化物排放影响甚小。随着二次风率增大,或一次风率减小,NO_x 生成量也随之下降,并在某一配置下达到最低点。实炉检测和理论研究都证实了这一现象,但一般情况下,此时 N₂O 变化很小。

5.2.3 脱硫剂的影响

加石灰石等脱硫剂的直接目的是降低 SO₂ 排放,然而它却对氮氧化物排放有明显影响。石灰石脱硫剂的加入会造成 NO 上升,但 N₂O 则会有所下降。研究表明:

(1) 纯 CaSO₄ 和硫酸盐化物 CaSO₄ 无论对 NO 的生成还是 N₂O 的分解都没有明显作用。

(2) 富余 CaO 是燃料和注氮 N 转化为 NO_x 和 N₂ 的强催化剂,也是 CO、H₂ 还原 NO 的强催化剂。

(3) 富余的 CaO 是氧化性气氛下 N₂O 分解的强催化剂。

(4) CaS 是 CO 还原 NO 和 N₂O 分解的强催化剂。

5.2.4 燃料性质及床料中金属氧化物的影响

由于 NO 和 N₂O 都来自燃料氮,故总体而言,燃料氮

含量越高,则 NO 和 N₂O 排放量也越高。以挥发分含量作为标准衡量燃料氮向 NO 和 N₂O 最终转化率在目前是一种较常见的方法,它比以劣质煤和优质煤的简单区分显然要合理。但就现有数据看,它对 N₂O 排放预测的适用性优于对 NO 排放的情形,因为它没有考虑到焦炭的特性,尤其是焦炭的比各种煤的 NO 和 N₂O 排放次序(以燃料氮转化率从高低为序),发现这样一种不太规则的顺序:

对 NO,褐煤>烟煤>石油焦;

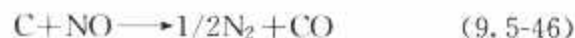
对 N₂O,石油焦>无烟煤;贫煤>烟煤>褐煤>页岩。

床料的成分主要由给煤、石灰石和给砂等因素决定。床料中的 Fe₃O₄、Fe₂O₃、CaO 和 MgO 都会促进 N₂O 的分解,Al₂O₃ 和非金属氧化物 SiO₂ 也有微弱的作用,但降低 N₂O 的机理不一定相同,Fe₃O₄ 与 N₂O 间进行的是氧化还原反应,其中黑色的 Fe₃O₄ 被氧化为红色的 Fe₂O₃,而其他杂质成分则起 N₂O 热分解的催化剂作用。无论其机制如何,就其降低 N₂O 的能力而言,存在如下次序(从强到弱)

Fe₃O₄>Fe₂O₃>CaO>MgO>Al₂O₃>CaSO₄>MgSO₄>SiO₂

5.2.5 循环倍率的影响

提高循环倍率对脱硫是很有益的,对降低 NO_x 排放也有帮助,因为提高循环倍率可以增加悬浮段的焦炭浓度,在两个竞争反应的作用下,NO_x 排放将降低,而 N₂O 排放升高,但该过程对 N₂O 的选择性并不很强。故总的来看,N₂O 的升高还是有限的,而且在很高的循环倍率下,NO 下降和 N₂O 升高的势头将会大大减弱甚至消失。即



6 流化床燃烧过程中影响其他污染物排放的因素

除 SO₂ 和氮氧化物外,流化床燃烧过程在燃用不同燃料时会产生多种污染物,如烟尘、可燃物一氧化碳、C_mH_n、HCl、氟化物以及 PCDD/Fs(二噁英类化合物)等。这些污染物在流化床燃烧过程的生成与控制机理各有不同,这里不再详细介绍。表 9.5-2 给出了流化床燃烧过程的各项参数对各种污染物排放的影响情况。

表 9.5-2 各种因素变化对污染排放的影响

序号	参数增加/排放变化	SO ₂	NO	N ₂ O	CO	F、Cl
1	燃料挥发分	O	—	+		
2	燃料含硫量	++	—	—		
3	燃料含氮量	—	++	++		
4	温度	O	++	—	—	++
5	总过量空气系数	—	++	+	—	
6	二次风率	+	—	O	+	
7	Ca/S 比	—	++	—	—	—
8	脱硫剂粒度	+				
9	风速	+	—			O
10	循环倍率	—	—	+	+	—
11	气体停留时间	—			—	
12	燃烧室压力	—	—	+	—	—
13	注氨		—	O	+	
14	注尿素		—	++	++	
15	SCR		—	O		
16	分离器内注可燃气体			—		
17	床内金属氧化物含量	—	—	—	—	
18	床内残焦含量		—	—		
19	床层高度	—	—		—	

注 1 ++为增加很多, +为有所增加, O 表示基本不变, —为减少很多, —为有所减少, 空白表示趋势不明。

2 对鼓泡流化床影响相反。

第6章 循环流化床锅炉的启停、运行和控制

1 循环流化床锅炉启动前的准备工作

1.1 锅炉启动调试

1.1.1 锅炉调试重要性

锅炉启动调试是全面检验主机及其配套设备的设计、制造、安装、调试和生产准备工作的质量的重要环节,是保证今后锅炉安全、可靠、经济运行的一个重要程序。通过启动调试应达到如下目的:检验锅炉、辅机、控制系统等设备的安装质量;确保管道内表面清洁、管道内无杂物;初步了解锅炉和主要辅机等设备的运行特性;检验锅炉控制系统、保护系统的合理性和可靠性;初步检验锅炉和辅机满负荷运行能力;发现锅炉和辅机等存在的重要缺陷,以便及时采取有效的措施;同时也培训了有关运行人员对设备性能的了解及运行的初步调整,为试生产和商业运行打好基础。

1.1.2 锅炉整体启动前的准备

锅炉整体启动试运前,应已完成各系统主要设备的分部调试外,还须完成锅炉的水压试验,烘炉,冷态空气动力特性试验,清洗锅炉本体,蒸汽管道吹扫,锅炉点火试验,锅炉安全阀整定,辅机连锁保护试验,锅炉主保护试验等主要工作。冷态启动前,通常按调试大纲、运行规程及锅炉使用说明书,对锅炉本体及其汽水系统、烟风系统、燃烧系统,有关的辅机、热控、化学水处理设备以及现场环境等进行全面检查,以满足锅炉安全启动条件。

1.2 水压试验程序

水压试验的目的要求及程序与常规锅炉相同,这里不再赘述。

1.3 烘炉

耐火材料的烘干是保证耐火材料的质量的关键工序,也是保证锅炉机组连续稳定运行的生命线。CFB锅炉耐火材料数量大,涉及的部件多,这些内衬都在现场施工,不可避免地存有游离水、结晶水等不同形态的水分。在受热升温过程中,如果水分迅速蒸发,产生的汽压超过混凝土的结合力,使炉墙爆裂损坏,甚至可能造成大面积炉墙倒塌,再如初始热膨胀过快、不均匀,也会由于热应力而使炉墙受到损坏。因此,内衬材料在一个均匀的温度场下,受控的提升烘炉温度对耐火材料进行干燥—烘炉是新安装的CFB锅炉启动运行前的一项重要工作,烘炉质量直接影响耐火耐磨内衬的寿命和CFB锅炉运行可靠性。

一般来说,烘炉要实现的目标是:

(1) 为避免水分快速蒸发而导致炉墙损坏,必须使耐火耐磨材料内的水分缓慢受控地蒸发析出,而且得到充分的干燥。

(2) 使耐火耐磨层缓慢、充分、而又均匀地膨胀,避免耐火耐磨层由于热应力集中或耐火耐磨材料晶格转变时膨胀不均匀造成耐火耐磨层损坏等。

总之,耐火耐磨内衬的干燥要点是缓慢和均匀地可控加热。完成一次新建机组完整的耐火材料烘炉程序,一般要分以下两个阶段:

(1) 低温烘炉(400℃)干燥阶段,在这个阶段中,耐火材料中的游离水分基本烘干。

(2) 高温烘炉(达到运行温度,一般为900℃)结晶阶段,在这个阶段中,耐火材料发生晶相反应,完成莫来石化,达到最终性能的要求。

上述第一阶段由烘炉机提供热源,第二阶段在锅炉的第一次启动过程中完成。

1.3.1 烘炉对系统的要求

(1) 除盐水补水系统调试完成,准备好足够的除盐水,并随时保证除盐水箱水位在高水位。

(2) 凝结水泵、电动给水泵试运完成,能正常投入运行。

(3) 炉内加药系统冷态调试完成,烘炉期间能通过加药系统向锅炉加药。

(4) 汽轮机高压缸、中压缸入口和高排出口与蒸汽管道隔绝,防止蒸汽进入汽轮机。

(5) 空气压缩气系统调试完成,保证厂用、仪用空气稳定可靠。

(6) 机组排水系统畅通,满足排水要求。

(7) 辅助蒸汽系统调试结束,满足空气预热器吹灰用汽要求。

(8) 冷渣器冷渣水、锥阀冷却水系统可用。

1.3.2 烘炉温度的设置

(1) 低温烘炉温升曲线。根据炉内不同部位耐火材料结构和厚度,根据锅炉实际运行时对耐火材料的不同要求,炉膛、外置床区域最高烘炉温度为400℃、回料器、分离器最高温度为420℃,在保证耐火材料烘炉质量前提下,上述温度的设定使低温烘炉所需燃油最为节省。

耐火材料水分在温度升至110℃后开始蒸发,蒸发速率将随着耐火材料的水分降低而下降。在烘炉初期阶段,宜采用低温和



图 9.6-1 低温烘炉温升曲线

量多的干燥烟气,干燥速率应加以控制。随着温度上升,干燥速率下降,这一阶段热烟气温升速率可适当提高。但总的来讲升温速率控制在10℃/h是必须的。图9.6-1是低温烘炉温升曲线的一个例子。

(2) 高温烘炉曲线。高温烘炉温升曲线见图9.6-2。

1.3.3 烘炉过程温度测量控制

检测温度不直接测量耐火材料表面,而是测量烟气的温度。耐火材料的温升总是滞后于烟气温度,控制烟气温度相对于耐火材料来说是安全的。烘炉机出口烟气温度的控制有一定的范围,烘炉温度偏差±20℃是允许的。烘炉过程中,采用DCS系统的烟气温度测点。

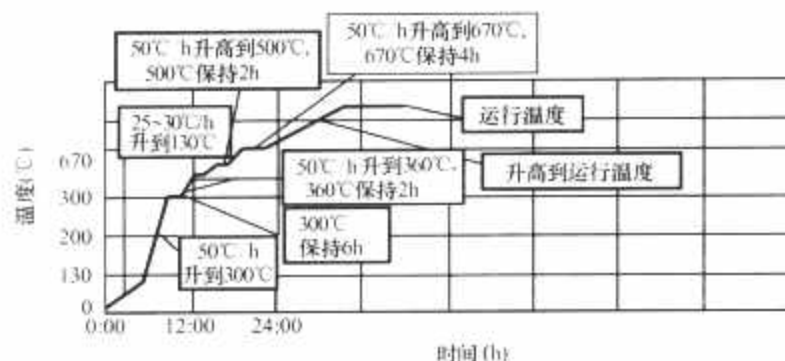


图 9.6-2 高温烘炉温升曲线

1.3.4 烘炉结果的鉴定

为校验烘炉效果和耐磨耐火浇注材料的性能,在炉墙施工的同时制作模拟炉墙的试块,面积 $200\text{mm} \times 200\text{mm}$,四边及底面用钢板密封,耐火耐磨层表面像炉墙一样裸露,底面开一个 $\phi 10\text{mm}$ 排湿孔,试块的结构和厚度与相应部位的炉墙结构均相同。

(1) 当人孔门可以进入时,迅速取出试样块密封,及时送检化验。

(2) 试样块含水率小于或等于 2.5% 即为烘炉合格;小于 2% 烘炉优良;小于 1.5% 为烘炉优秀。

(3) 炉内目测无垮塌、无脱落、无鼓泡、无大的贯穿性裂纹。

1.4 锅炉冷态空气动力场试验

1.4.1 试验目的

冷态通风试验的目的是为锅炉在第一次点火之前作初步调整。通过冷态试验了解和掌握炉内气流流动特性,各风量调节装置及流量分布的特性,检查布风板配风的均匀性,流化床的空床阻力和料层阻力特性,找出临界流化风量,为锅炉的热态运行提供参考资料,以保证锅炉燃烧安全,防止床面结焦和设备烧损。

1.4.2 试验主要内容

- (1) 炉膛通风回路试验。
- (2) 一、二次风风机,高压流化风机,冷渣器流化风机的性能测定。
- (3) 给煤机风量分布特性试验。
- (4) 一、二次风风量测量装置的标定。
- (5) 各个风门挡板调节特性的测定。
- (6) 回料器、润滑风风量的测定。
- (7) 启动燃烧器风量与挡板开度特性试验。
- (8) 流化床的空床阻力和料层阻力特性测定。
- (9) 测量布风板风量分布特性试验。
- (10) 冷渣器进渣机械控制阀冷态特性试验。
- (11) 临界流化风量试验。
- (12) 风力播煤装置的播煤特性。
- (13) 冷渣器、回料器风量流动特性。
- (14) 设备必需的吹扫风量。

1.4.3 一、二次主风道和分支风道的风量标定

对于布置流量测量装置的风道,均应进行风量标定。

1.4.4 空床阻力特性试验

空床阻力特性试验即布风板阻力试验,是在布风板不铺床料的情况下,启动引风机、一次风机,记录一次风风室压力和炉内密相区下部床压,二者的差值即为布风板的阻力,绘制冷态的一次风量与布风板阻力关系曲线,通过温度的修正,相应可得出热态的一次风量与布风板阻力关系曲线。锅炉运行时,当床压测点出现故障,依据风室压力和风量与布

风板阻力的关系曲线,也可判断出床上物料量的多少,以减少运行的盲目性。

1.4.5 临界流化风量试验

该项试验前的各项冷态测定试验是在未添加床料下进行。而所谓临界流化风量是指床料从固定状态至流化状态,所需的最小风量,它是锅炉运行时最低的一次风量。测量临界流化风量的方法:床料选用 $0 \sim 1\text{mm}$ 或 $0 \sim 1.5\text{mm}$ 的河沙或 CFB 锅炉炉渣。床料添加至静高 1100mm (沙子) 或 1200mm (灰),增加一次风量,初始阶段随着一次风量增加,床压逐渐增大,当风量超过某一数值时,继续增大一次风量,床压将不再增加,该风量值即为临界流化风量。另外,可用逐渐降低一次风量方法,测出临界流化风量。记录风量和床压值,绘制一次风量与床压的关系曲线。

1.4.6 流化质量试验

在床料流化状态下,突然停止送风,进入炉内观察床料的平整程度。若发现床面极不平整甚至有“凸起”现象,应清除此区域的床料,查找原因,采取相应措施及时处理。

1.5 其他程序

化学、蒸汽吹扫和溢流阀整定与其他类型锅炉相同,这里不再赘述。

2 锅炉运行操作的一般原则

2.1 总则

(1) 所有锅炉设备都是为了特定的目的而设计的。当供给规定温度下的给水,机组就在设计压力、温度下产生一定数量的蒸汽。在超出设计限制的工况下运行,将会缩短锅炉和其部件的寿命。

(2) 出口蒸汽的总固态形物含量很大程度上取决于给水的品质。应该使用适当的补给水处理装置和合适排污程序来控制锅炉中水碱度、硅含量和炉水中溶解和悬浮固态形物。

(3) 燃料耗量应测量和记录。使用的方法取决于燃料性质和用于测量的设备。应定期取代表性燃料试样,分析燃料的化学成分、热值、黏度(液体燃料)和其他物理特性。这些都可能对运行和效率产生影响。

(4) 作为衡量锅炉运行经济的指标,锅炉的排烟分析是有重要价值的,燃烧应在烟气离开旋风分离器前就应完成。采用最佳过量空气系数取决于燃料性质、燃料燃烧设备的设计和其他因素,且应建立在不同负荷下最理想的过量空气系数。烟气中 CO 的出现表示不完全燃烧,为了决定 CO 、 CO_2 和 O_2 的百分比,应从后烟井出口空气预热器前的烟气流中取样。

(5) 当传热表面保持清洁时,在给定的蒸汽量和过量空气百分比下,空气预热器出口烟温和通过烟道的烟气阻力应大体上保持恒定。

当设备是新的时候应建立衡量运行满意的标准值,这样倘若运行工况偏离标准时,应采取步骤决定和纠正产生偏差的原因。

2.2 充水与排气

当锅炉充水时,应按规定打开锅炉排气阀。将水充至玻璃水位计运行水位。如果采用热水(热是相对于锅炉金属温度而言)充水时要注意缓慢进水以免在汽包、集箱等处引起温度应变。

2.3 启动

为了能迅速检测到不正常着火工况,在点火前用于监督操作工况的仪表要处于完好工作状态。

在点火前过热器可疏水部分(集箱、进口、出口的连接管线和管道)应通过无背压的管道疏水并从出口处进行排放。过热器出口疏水阀(排气阀和疏水阀)保持开启状态,以保证有蒸汽流经过热器以防止管件过热直至机组并网。当压力升高时疏水阀可以节流,但在机组并网前不能完全关闭。参照阀门操作说明。

整个启动期间,必须控制燃烧速率以维持后烟井最高烟气温度低于 538°C (由旋风分离器到后烟井的测温元件检测)直到汽轮机并列。汽轮机冲转后,汽轮机节流阀口的蒸汽温度和压力上升应始终遵照汽轮机制造商的规定。

在一台新锅炉机组初次启动时,燃烧率必须进行控制。燃烧率的增加应该维持相对较慢的速率,以便对膨胀位移和间隙进行检查。以后的启动速率可以较快,但是饱和蒸汽温升每小时不应超过 93°C (参照锅炉启动程序)或如上面指出的限制旋风分离器出口烟温。饱和蒸汽温升根据保温材料加热速率可以放得较慢,参照保温材料制造厂家的说明。这段时间通常是用手动进行燃烧调整,决不要企图用燃烧控制或给水设备处于“自动”状态进行启动。

点火前,检查所有设备和安全连锁装置,确保其在良好的工作状态。初次投运期间确定全部仪表(表计、传送、记录等)的合适运行方式。

2.4 停炉

停炉所要求的时间和程序取决于停炉的性质(正常停炉至冷态,正常停炉至热备用,事故停炉)和是否要进入锅炉检查和检修。应遵照机组运行的详细操作规程。

以停炉预计的时间,考虑为防止腐蚀来决定采取的停炉保养步骤。参照本说明书的停炉保养程序。

紧随锅炉解列(汽轮机阀门关闭)和完全熄火后,过热器、再热器疏水阀要按理想的压力降低的要求打开。如锅炉停炉至冷态,当汽包压力跌到 0.17MPa 时,汽包排气阀打开。如果要检查或维修受压部件,在锅炉放水前水温应降低至 93°C 。

任何停炉方式,冷却速率不能使饱和蒸汽温度下降超过 85°C/h 。

2.5 水位

汽包水位控制与其他类型锅炉相同,这里不再赘述。

2.6 暖炉和膨胀

当锅炉进行升压时,需要在一开始就采取措施打开所有疏水阀和旁路(如有的话)使冷蒸汽管道充分疏水。

首次点火期间,要定期地检查锅炉的膨胀情况,要保证护板、集箱、管道等相对于钢结构能自由膨胀。膨胀指示器应安装在合适的位置以便于检查(参见受压部件布置图或膨胀位移图)。在机组寿命期间要进行定期检查以确定膨胀是继续以正常和均匀的方式在进行。所有的吊杆和有关管道应定期检查它们的合适位置和功能。

2.7 空气预热器

流经空气预热器烟气侧或空气侧通风阻力的异常增高,表明堵灰在增加,应该采取各种预防措施。尤其是机组启动的时候,密切观察烟气离开空气预热器的温度,应该确认燃

料确已燃烧完全。烟气出口温度的突然和不正常的增加将表明在空气预热器中已经着火燃烧。在这种事故时,锅炉应立即进行停炉并采取灭火措施。

2.8 吹灰

吹灰器应根据需要投入运行以保持受热面外表清洁。省煤器出口烟温过高或非正常的汽温调节动作,可能表明需要吹灰。通过对不同负荷下排烟温度与炉膛工况的记录和比较,能得出一个合适的吹灰周期表。实践证明如有一段时间疏忽而导致相当可观的飞灰和灰渣积聚后再有效地进行吹灰是非常困难的。注意蒸汽温度控制系统的信息,这些参数能够表明过热器的沾污程度,因为减温水喷水量大小反映管子表面清洁度的变化情况。

如果吹灰介质为蒸汽,吹灰管道系统的合适疏水对防止压力部件的腐蚀是非常重要的。无论在管道中不应有积水的水穴。通常在疏水阀处开一个小的洞这样能使凝结水连续排出。在投运吹灰器以前,应使蒸汽自由吹扫,且有足够长的时间对管道进行加热。

2.9 汽温调节

烟气侧通过炉内燃烧调整,控制炉膛出口烟温来调节和维持出口蒸汽温度,工质侧通常用减温水维持末级过热器、末级再热器的设计温度,再热器只有当出口温度不能维持在出口温度规定的范围之内时,喷水减温控制才投入使用。

不管用什么方法控制过热器和再热器温度,有一些因素可能会产生蒸汽温度的不正常波动。

产生蒸汽温度异常低的原因有:

- (1) 过量空气不足。
- (2) 给水温度高于设计值。
- (3) 锅炉燃料携带过量水分。
- (4) 过热器/再热器外表面或内表面沾污。
- (5) 喷水减温阀泄漏。
- (6) 汽包水位高,蒸汽带水。
- (7) 控制调节设备未良好调整。

另外,下面工况可能导致蒸汽温度异常超温:

- (1) 炉膛传热比设计低。
- (2) 过量空气过大。
- (3) 给水温度低于设计值。
- (4) 不规则点火或延迟燃烧。
- (5) 控制调节设备未良好调整。

2.10 过热器和再热器

在决定如何使自然循环锅炉快速带上压力,对过热器和再热器的保护考虑是一个重要控制因素。启动期间饱和蒸汽温度增加不能超过 93°C/h 。饱和蒸汽温度根据保温材料加热速率可能较慢,参照保温材料特性说明。过热器和再热器的加热应该尽可能地均匀,且在启动时应该对烟气流经过热器管子处的最大温度(旋风分离器出口烟气温度)进行监视和控制。

旋风分离器出口烟气温度控制通常是由安装在旋风分离器出口烟道上的热电偶来测量。最大旋风分离器出口烟气温度应限制在 538°C ,直到汽轮机带上负荷且再热器建立正常的蒸汽流量。

3 循环流化床锅炉的点火与启动

3.1 启动条件

基本要求有:

- (1) 燃煤、燃油(燃气)、除盐水储备充足,且质量合格。
- (2) 床料储备充足,其粒度及成分应符合制造厂家要求。
- (3) 各类消防设施齐全,消防系统具备投运条件。
- (4) 大、小修后的锅炉,所有热力机械工作票已注销,临时设施已拆除,冷态检查验收合格。
- (5) 工作电源可靠,备用电源良好。
- (6) DCS系统及其他主要程控系统、仪表具备投运条件。
- (7) 锅炉内衬材料按要求检查验收合格。
- (8) 现场照明及事故照明、通信设备齐全良好。
- (9) 地面平整,楼梯及通道畅通、无杂物,各种标志齐全清晰。
- (10) 防雨、防冻、防风设施齐全良好。

3.2 启动前的检查

- (1) 本体及尾部烟道检查:
 - 1) 对锅炉燃烧室、回料阀等部位进行检查,确认出渣口和回风口畅通、布风板风帽完整无堵塞、内部无渣块和杂物,床温、床压测点完整、指示正常;对水冷风室、过热器、再热器、省煤器、空气预热器、旋风分离器、烟道、炉顶等部位进行检查,确认内部无渣块和杂物,温度、静压指示正常。
 - 2) 汽包的吊挂装置、本体刚性梁完整牢固,炉墙完整。
 - 3) 所有人孔、看火孔、检查孔等完好,确认内部无人后关闭。
 - 4) 汽包水位计完好清晰,刻度正确并投入。
 - 5) 安全门可靠,无卡涩现象,并投入。
 - 6) 膨胀指示装置完好,刻度清晰。
 - 7) 燃烧器完整,调节装置灵活,指示正确。
 - 8) 点火装置及系统完整好用,电源投入。
 - 9) 各燃烧器的风门良好,并处于吹扫位置。
- (2) 辅助设备及转动机械检查:
 - 1) 烟风系统的引风机、一次风机、二次风机等。
 - 2) 燃油系统。
 - 3) 厂用辅助蒸汽系统。
 - 4) 给煤系统。
 - 5) 压缩空气系统。
 - 6) 高压流化风系统。
 - 7) 除灰系统。
 - 8) 除渣系统。
 - 9) 除尘系统。
 - 10) 吹灰系统。
 - 11) 石灰石系统。
 - 12) 飞灰再循环系统。
 - 13) 破碎设备。
 - 14) 床料加料系统。

上述各辅助设备及转动机械已按有关要求试运行合格,处于备用状态。

(3) 管道检查:

- 1) 汽、水、烟、风管道完整、无杂物,保温完整,颜色和色环标志清晰。
- 2) 管道及联箱支吊架牢固,并留有足够膨胀间隙。
- 3) 所有阀门或挡板完整,标志齐全,传动机构良好,位置正确,指示值与实际相符,并置于启动前的位置。

- (4) 电(气)动阀门和烟风挡板开关检查。
- (5) 启动油(气)燃烧器装置检查:
 - 1) 油枪雾化检查。
 - 2) 油(气)枪、点火电极推进机构进、退检查。
 - 3) 点火电极打火检查。
 - 4) 火焰监测器调校。
 - 5) 程控系统静态检查。
- (6) 热工连锁、保护、声光报警等各项静态试验已进行,并符合规定要求。
- (7) 烟风系统漏风试验已结束,并按要求消除缺陷。
- (8) 布风板阻力试验、冷态流化试验及冷态排渣试验已进行,并按要求总结设备特性规律。
- (9) 安全阀检查。

3.3 锅炉上水

- (1) 水质要求符合国家相关标准的要求。
- (2) 上水温度与汽包下壁温差符合制造厂家规定。
- (3) 点火前,维持汽包正常水位。

3.4 床料

CFB锅炉在启动前将惰性物质(合适的沙粒或CFB床灰)作为床料,在炉膛、回料器、冷渣器区域装填,使用过的CFB床灰由于其良好的流化特性应作为首选。为了保证合适的传热和系统保温,必须引入足够的床料。装填床料的粒径应满足设计允许的粒径界限。如果系统没有除灰或床料运行前就已存在就不必加载。

3.5 蒸汽加热

为缩短启动时间,可在锅炉点火前投入蒸汽加热。加热速度应控制锅筒下壁温度上升速度为 $0.5\sim 1^{\circ}\text{C}/\text{min}$,前期慢些,后期可适当快些。汽包下壁温度达到 100°C 左右时,可停止蒸汽加热。

3.6 启动前的检查及清扫

在初次点火燃烧和每次冷态启动前或锅炉进行了维修以后,应该对炉膛内部和外部进行检查和清扫,各种外来物质应从受压件中彻底清除,各种管路、电气导线管等,可能会约束锅炉正常膨胀的应清除掉,所有人员均应撤离,门孔均应关闭。检查汽包水位计指示与就地玻璃水位计读数是否一致,炉膛、冷渣器、回料器的布风板风帽无堵塞现象,检查启动燃烧器的雾化喷嘴。整套核查应由负责运行的部门进行。启动前应熟悉锅炉及辅机的启动运行规程。

3.7 冷态启动

锅炉启动首先投用床上或床下启动燃烧器,加热床料至投煤温度。投煤后按升温升压的速率,逐渐增加风量和燃料量,使锅炉达到额定负荷。在点火升温过程中,需控制所有烟气侧温度测点的温度变化率小于 $135^{\circ}\text{C}/\text{h}$,汽包内饱和温度变化率限制在 $93^{\circ}\text{C}/\text{h}$,汽包上下壁温差小于 50°C ,汽包金属壁温的变化率小于 $55^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 。

当汽轮机高压转子探针温度低于 100°C 或锅炉在冷态且无压力时的锅炉启动称为冷态启动。当床温(下排热电偶显示平均温度)低于 650°C 时,就不能向炉内直接投煤,需要按冷态启动方式对炉膛进行吹扫,然后投入启动燃烧器加热床温,该状态下的启动方式称为温态启动。冷态或温态启动时炉膛必须进行吹扫,吹扫完毕后方可投入启动燃烧器,将

炉膛温度加热到 650℃ 以上（下排热电偶显示平均温度），逐渐投入固体燃料直到燃料着火。当油枪完全退出后床温不低于 760℃。

锅炉的冷态启动过程除必须满足启动条件的准备工作之外，大体上可分启动风机、燃油系统泄漏试验及炉膛吹扫、锅炉点火及升温升压、汽轮机冲转及升速、机组并网及带初负荷、机组升负荷至额定负荷等几个步骤。

3.7.1 启动风机

启动风机的顺序是：引风机→高压流化风机→二次风机→冷渣器流化风机→一次风机→石灰石风机。

（1）启动引风机。在锅炉启动期间，引风机是循环流化风和烟气系统中启动的第一台风机。在引风机启动之前，它的入口挡板调定在最小位置，以避免启动期间引风机的电动机电流过载。引风机启动后，注意风机轴承振动指示值，电压电流值和温度在规定范围内。缓慢开启 ID 的入口导叶控制挡板，将炉膛负压（分离器出口）控制投“自动”，监视炉膛压力，随后引风机的风量会自动调节控制挡板进行操作，使燃烧室出口处保持合适的炉膛压力。

在锅炉运行期间，引风机出现任何原因跳闸或停机，一次风机、二次风机和给料系统也应停机。

（2）启动高压流化风机。在锅炉启动期间，引风机启动完毕，启动高压流化风机，检查回料阀每个舱室的风量。

（3）启动二次风机。在二次风机启动之前，二次风流量的入口挡板关闭，以避免风机的电动机过载。

（4）启动冷渣器风机。一次风机启动之前，启动冷渣器流化风机。高压流化风机和冷渣器流化风机均为罗茨风机，风机在无负荷状态下启动，即风机对空排气阀和出口电动门打开。空载试验正常后，将风机对空排汽阀门或去旁路管上的阀门逐渐关闭，同时控制风机出口门逐渐缓慢加载。

（5）启动一次风机。在锅炉启动期间，一次风机的启动是在引风机、高压流化风机、二次风机和冷渣器流化风机启动之后启动，在启动一次风机之前，该风机入口挡板，下游的一次风道挡板和启动燃烧器的各风道挡板应调整到最小位置，以避免在启动时风机的电动机过载。

一次风机运行后，缓慢打开一次风机入口导叶控制挡板，监视炉膛压力。

（6）启动石灰石风机。石灰石风机的启停详见制造商所供手册。

3.7.2 锅炉吹扫

在冷态、温态启动之前必须对锅炉进行吹扫，以足够的风量通过炉膛和烟道，带走可燃气体。

（1）吹扫风量要求：一次风量要超过临界流化风量，为一次总风量的 40%~50%，床下启动燃烧器的燃烧风和混合风挡板全开。二次风量取二次风总风量的 50%，分支风道包括床上启动燃烧器、二次风喷口、密封风管道的挡板全开。

（2）吹扫时间 5min。

3.7.3 启动燃烧器点火

启动燃烧器分床下和床上两种，锅炉启动点火先投床下，后投床上。

（1）启动燃烧器点火。

（2）床下启动燃烧器点火。

1) 首次启动床下燃烧器，选用小油量雾化片，调整点火枪与油枪相对位置，确保点火成功。

2) 启动时，一次风量不低于临界流化风量，设定为一次风总风量 60%，油枪以最低的燃烧率投入。

3) 按升温升压曲线，燃烧器及炉内任意温度测点的温度变化率均不要超过 100℃/h。

4) 当床温温升缓慢时，油枪更换较大出力的雾化片，以油枪最小的燃烧率投入，控制温升速率，维持入炉的总一次风量和混合风量不变。

（3）床上启动燃烧器点火。

1) 当床下启动燃烧器已达到满出力，且床温上升缓慢时，投入床上启动燃烧器。

2) 以最小的燃烧率投入床上启动燃烧器，按升温速率的要求，以对角的方式投入其他床上启动燃烧器，以保证床面温度均匀。

3.7.4 锅炉升温

（1）限制升温速率的目的是保证耐磨耐火材料的热冲击在可承受的范围内。

（2）保证汽包上、下壁温差不超过 40℃。

（3）检查汽包压力，当压力达到 0.1~0.2MPa 时，关闭汽包连接管排汽阀和过热器排汽阀，打开旁路阀。

（4）升温升压过程中，注意检查各部件的膨胀情况。

（5）有关其他汽水操作可参考同等级的煤粉锅炉。

3.7.5 投煤

（1）当床温大于 650℃（试运时确定，该值为煤的点火温度），可向炉内投煤。

（2）按给煤系统的操作说明，以要求的顺序开启相应的阀门。

（3）检查所有床温热电偶，验证温度显示准确。

（4）当床温达到投煤温度后，手动启动第一台给煤机。

（5）依据升温升压曲线，投入其他给煤机，给煤机的投入应交叉进行，以使燃料在床面播散均匀。

（6）增加给煤量，当床温达到 790~800℃ 以上，且床温持续升高，可切除油燃烧器。先停床下启动燃烧器，后切床上启动燃烧器。

（7）投入 SO₂ 控制，石灰石给料机投“自动”。

（8）通过冷渣器的运行或添加床料的手段，维持床压在 7kPa 左右。

（9）监视床温、主蒸汽温度、主蒸汽压力、再热汽温和再热蒸汽压力。

3.7.6 机组带负荷后的升温升压

（1）根据汽轮机滑参数启动曲线要求，调整锅炉参数。

（2）根据加负荷的需要及时地启动备用风机，采用定速泵时应及时切换给水管路。

（3）加强对全炉进行巡回检查。

3.7.7 启动过程中的注意事项

（1）所有启动燃烧器负荷增加的同时，也应符合启动曲线。由布置在启动燃烧器同一水平标高上热电偶测量的炉膛加热速率不应超过 135℃/h。

（2）随着炉膛温度增加，为了防止损坏旋风分离器和回料器的保温材料，回料器处温度与炉膛上部温度差应维持在 38℃ 内。当回料器温度下降了 38℃ 或更低于上部炉膛温度时，一次风流量根据需要应该增加以减少温差。

（3）当汽包压力达到 0.17MPa 时，关闭汽包连接管排放阀。

（4）随着汽包压力增加，逐渐调节过热器出口集箱疏水或启动其他排放阀和疏水阀。启动期间必须维持足够的蒸汽流量以清除过热器元件上的凝结水。

（5）暖炉期间，按需要进行锅炉排污，使水位维持在可见范围之内。

(6) 当机组加热时, 频繁检查锅炉膨胀位移。尤其注意相对钢结构而言锅炉下部的膨胀。膨胀位移应进行记录用以将来启动时作对比。

(7) 维持汽包水位在正常值, 并按需要检查炉水浓度和成分, 以维持合格的炉水工况。

(8) 在凝汽器建立真空之前, 确信通向大气的所有再热器放气阀或疏水阀关闭。仅留下连接到凝汽器的疏水阀或放气阀保持开启直到汽轮机带负荷为止。

(9) 只要汽轮机制造厂规定的最低允许启动压力和温度达到, 就冲转汽轮机。参照汽轮机制造厂的说明书。

(10) 在汽轮机额定转速没有达到以前, 必须控制燃烧速率, 以防止旋风分离器出口烟气温度超过 538°C , 以保护锅炉再热器。当汽轮机转速额定转速且已同步时, 旋风分离器出口烟温 538°C 的限制可以取消。但燃烧速率决不应超过蒸汽上升的要求。

若锅炉机组在达到设计运行压力以前已经并网, 进一步增加锅炉燃烧率时也应该遵照启动速率要求。

运行人员在检测到锅炉带水和汽轮机有水进入时应该报警。例如: 主蒸汽或再热蒸汽管路蒸汽温度突然莫名其妙下降。

1) 蒸汽管路振动引起水冲击。

2) 从汽轮机监测设备显示的异常振动和膨胀读数记录。

运行人员必须准备采取必要的措施防止水进入而损坏汽轮机。参照汽轮机制造商说明书。

(11) 启动煤粉系统前, 所有静电除尘器通电。

(12) 当在启动燃烧器标高处炉膛温度达到 650°C 时, 可用手动启动第一台给煤机, 以最小速率投煤。投煤后观察床温的变化, 当床温逐渐升高而氧量持续减小时, 可以认定煤已经燃烧。为了使燃料在床面播散均匀, 应先从中间给煤管投煤。进一步的加热升温应遵照启动曲线需要, 当启动燃烧器标高炉膛温度达到 810°C 时, 启动燃烧器逐渐减少油枪出力, 当启动燃烧器完全断油停用炉膛温度不低于 760°C 时。石灰石可根据 SO_2 排放需要投入。

(13) 一旦所有允许参数满足就可启动自动控制系统。但是锅炉负荷决不能低于 50% (大约 50% 烟气流量)。

(14) 进入炉膛的风量应自始至终满足燃料速率需要, 自动控制设备就是为了维持这样一个平衡条件的。和风量控制结合在一起的 O_2 测量, 应该周期性检查以确保连续可靠运行。

(15) 当燃烧工况稳定且温度和压力控制设定值已经达到, 就把蒸汽温度控制和燃烧控制置于“自动”。

(16) 调节给水到所需的正常水位。只要连续给水流量建立, 给水控制就置于“自动”。

3.7.8 锅炉的温态启动和热态启动

(1) 温态启动。所谓温态启动是指当床温小于 650°C (试运时确定), 不能直接投煤情况下的锅炉启动。

1) 通过一、二次风进行点火前的锅炉吹扫。

2) 投入床上启动燃烧器。

3) 其他按冷态启动的方式升负荷。

(2) 热态启动。所谓热态启动是指床温大于 650°C (试运时确定), 可直接向炉内投煤启动。风机启动后, 如果床温大于投煤温度, 可以直接投煤, 无需炉膛吹扫和投启动燃烧器。以给煤机最低转速下投煤着火后, 约 30min , 锅炉即可带到满负荷。不必考虑炉内耐磨耐火材料的温升速率限制, 因为此时的炉膛和旋风分离器有较大的蓄热量。

4 循环流化床锅炉的正常运行

4.1 锅炉运行中检查工作

(1) 检查旋风分离器入口烟温不能超过 950°C , 过高烟温可烧坏耐火材料或金属压力部件。

(2) 检查床温热电偶和相关的仪表是否处于正常工作状态。

(3) 检查去布风板的一次风流量, 保证一次风和二次风之间流量的正常分配。

(4) 检查烟气中氧的百分数含量, 确保氧量表的正常工作。

(5) 检查燃烧室床压, 验证压力测点、传压管路是否堵塞, 确保床压指示正常。

(6) 监视底灰排放系统运行是否有问题, 监测底灰排放温度。

(7) 检查汽包水位是否正常, 如有必要需进行玻璃水位计排污。验证给水控制阀正常操作。

(8) 经常对“炉前煤”进行取样分析, 来验证固体燃料的粒度分布和燃料成分的变化情况。

(9) 对锅水、饱和蒸汽、过热蒸汽进行定期取样, 分析化验。

(10) 定期检验给水品质对蒸汽的影响, 及时对锅水加药处理。

(11) 定期投运吹灰系统。锅炉正常运行时, 若省煤器出口烟温高于正常温度 16°C 时应进行吹灰。或每 24h 吹灰一次。

(12) 检查锅炉区域有无非正常的声音, 振动或移动。

(13) 检查烟道、锅炉外壳是否有泄漏、过热、变色等。

(14) 通过检测锅炉各段的床温、烟温、料温来判断床的流化状态和返料机构的运转情况。

4.2 运行要求

(1) 保持锅炉蒸发量在额定值内, 并满足机组负荷的要求。

(2) 保持正常的汽压、汽温。

(3) 均匀给水, 维持正常水位。

(4) 保持锅水和蒸汽品质合格。

(5) 保持床料正常流化, 燃烧良好, 减少热损失, 提高锅炉热效率。

(6) 维持合理的炉内床料保有量、颗粒粒径分布及循环物料量。

(7) 负荷或煤质变化时, 应及时调整锅炉运行工况, 尽可能维持最佳工况。保持合理的床温床压, 并能满足负荷的需要。

(8) 烟气粉尘、 SO_2 和 NO_x 的排放浓度应符合 GB 13223—2003《火电厂大气污染物排放标准》标准要求。

4.3 燃烧优化调整

(1) 给煤量的调节。

1) 当负荷变化时, 应及时调整给煤量和风量。

2) 燃烧优化调整按“先增风后增煤, 先减煤后减风”的次序缓慢交替进行, 并应“少量多次”, 避免床温产生大的波动, 同时注意各种不同负荷与床层差压的对应关系。

3) 运行中应经常注意煤质和给煤粒度的变化, 并根据变化情况进行相应的调整。

(2) 风量的调节。

1) 为减少 NO_x 的排放, 调整上下二次风量, 使燃烧在较低过量空气系数下进行, 一般要求炉膛出口氧含量为 3%~4%。

2) 一、二次风的调节原则: 一次风用于调节床料流化和床温; 二次风用于控制总风量, 维持正常的炉膛压力及氧量值。

3) 一般运行情况(额定负荷)下, 一次风率占 40%~60%, 二次风率占 40%~55%; 对不同煤种一、二次风合理的比例, 可通过试验确定。

4) 运行中燃煤粒度较粗时, 应适当增加一次风率; 较细时, 应适当减小一次风率。

5) 负荷降低时, 二次风可随之减少, 同时应根据床温调整一次风量。

(3) 料层厚度的调节。

1) 运行中应维持相对稳定的料层厚度; 料层厚度可根据风室静压、料层差压和一次风量来判断, 一般控制在 600~900mm 范围内。

2) 满负荷时, 物料循环量大, 料层应厚; 低负荷时, 循环量小, 料层应薄。床料密度小, 料层可厚一些; 密度大, 料层可薄一点。维持稳定的床压, 保证床料正常流化, 减少漏渣。

3) 燃料发生变化, 不能维持最低床压时, 可通过物料补给系统补充床料。

4) 排渣应连续进行。不能连续时, 采取“少量、勤排”原则。

5) 密相区床温温差增大时, 为防止流化状态恶化、灰渣沉积和结焦, 应适当增加流化风率, 使大颗粒灰渣及时排出。床温温差恢复正常后, 再将风量恢复到正常范围。

6) 为提高床压指示的准确性, 应不定期对床压测点进行吹扫。

4.4 锅炉的运行调节

4.4.1 床温调节

为保证良好的燃烧和传热、较低的 NO_x 排放、较好的脱硫效果, 床温一般控制在 850~920℃。负荷或煤质变化时, 应及时调整给煤量和风量, 以维持床温的相对稳定。床温调节应分多次缓慢进行, 细调微调。当通过改变一次风率来调节床温时, 应注意保证床层处于良好流化状态。给煤粒径变化时, 若引起床温变化, 及时调整一次风量。经常监视炉内流化和燃烧状况、炉膛出口烟气温度及各段烟气温度, 以正确判断床温的变化趋势, 适时调节床温。

4.4.2 蒸汽压力的调整

定压方式运行时, 负荷变化率不大于 5%/min; 负荷低于 70% 时, 可采用滑压方式运行, 其负荷变化率不大于 3%/min。负荷及燃料质量的变化均可导致蒸汽压力的变化, 一般情况下可通过增减燃料量进行调节。对给煤量调节的同时, 应对石灰石量进行调节, 以保证燃煤和石灰石给量比例稳定。汽压调节过程中, 应尽量保持各给煤点均匀给煤; 若投运的给煤机全处于最低转速下运行, 且汽压仍在上升, 则应切除一台给煤机, 以便使其余的给煤机在调节性能良好的区域内运行。非事故情况下, 禁止用对空排汽阀来降低汽压。停用高压加热器时, 锅炉最高负荷应通过试验确定, 以防止受热面管壁超温结焦和再热器进口压力升高。

4.4.3 蒸汽温度的调整

正常运行时, 应维持过热蒸汽温度和再热蒸汽出口温度

为额定值 +5℃/-10℃, 两侧蒸汽温度偏差不超过 20℃, 过热蒸汽温度与再热蒸汽出口温度之差最大不超过 30℃。

过热蒸汽温度一般采用减温水调节, 减温水分两级。第一级为粗调, 以保持过热器管壁不超温; 第二级为细调, 主要控制过热器出口蒸汽温度。蒸汽温度过高时, 可相互配合调节。

再热器系统有一级减温器, 主要利用喷水减温控制再热器出口蒸汽温度。对设有烟道挡板调温装置的, 应尽量采用烟道挡板调节, 以减少对机组经济性的不利影响; 调节时, 过热器与再热器挡板应同步调节, 任何时候两者开度之和保持 100%, 同时严禁将任何一侧烟道挡板关到零。利用喷水调节汽温, 运行人要密切关注喷水量及喷水前、后的蒸汽温度, 确保减温后的汽温要高于该压力下的饱和温度 11℃。

注意运行中汽温随汽压变化的规律、注意给水压力对减温水量的影响规律, 做到调整有预见性。改变送风量及一、二次风配比可调节汽温, 但调整幅度不应过大。过热器或再热器积灰严重时, 可通过吹灰提高汽温。蒸汽温度调节过程中, 应严格控制过热器和再热器各段管壁温度在材质允许范围内。

在下列情况, 应注意蒸汽汽温、汽压的变化:

- (1) 负荷变化汽压不稳时。
- (2) 燃烧不稳定时。
- (3) 煤质和给煤粒度变化时。
- (4) 给水压力及给水温度变化较大时。
- (5) 锅炉吹灰时。
- (6) 启、停风机时。
- (7) 机组发生事故或异常时。

4.4.4 汽包水位的调整

汽包水位的调整与其他类型锅炉相同。

4.4.5 烟气 SO_2 、 NO_x 的控制

正常运行中烟气量排放浓度应满足国家环保标准。

连续监视锅炉 SO_2 的排放浓度, 通过改变进入锅炉的石灰石给入量, 使 SO_2 排放浓度符合规定值。 SO_2 排放量的控制一般都是通过自动和手动控制石灰石的给料速率, 即增减钙硫摩尔比, 但影响循环流化床锅炉脱硫效率还有床温, 石灰石粒度等许多因素。

改变粒度合格的石灰石量, 可控制 SO_2 的排放量, 在一定范围内, 随石灰石给料量的增加, SO_2 的排放量明显降低。

一般认为床温在 850~920℃, 脱硫剂的脱硫效果最佳, 这一温度也正是锅炉正常运行的床温范围。所以锅炉运行时的床温控制也是对 SO_2 排放量的控制。

石灰石在炉内的停留时间决定了石灰石的利用率, 在锅炉运行条件不变的前提下, 石灰石在炉内的停留时间取决于石灰石的粒径大小, 所以选择合适的石灰石粒径是至关重要的。粒径在 100~500 μm 范围内的石灰石在炉内停留时间最长, 大于或小于这个粒径范围都将缩短其在炉内的停留时间。另外, 合适粒度的石灰石分解形成的 CaO 和硫酸盐化合形成的 CaSO_4 都是极好的床料。

石灰石的结构特性也影响脱硫效果。

连续监视锅炉 NO_x 的排放浓度, 通过调节床温, 改变一、二次风配比(包括各层二次风风量分配), 调节过剩空气系数等手段, 来控制 NO_x 的排放浓度。循环流化床锅炉所产生的 NO_x 主要是燃料型 NO_x , 即燃料中的有机氮化合物在燃烧过程中氧化生成的氮氧化物。流化床锅炉通过床温的控制和分段燃烧来控制 NO_x 的排放量。

当床温控制在 $790\sim 900^{\circ}\text{C}$ 之间时, NO_x 的排放量最低。

一、二次风比率影响 NO_x 的排放。在保证床温和炉内正常燃烧前提下,可在一定范围对一、二次风比率进行调整,使 NO_x 的排放达到一个较低的水平。

为了获得较高的锅炉热效率,较低的 SO_2 、 NO_x 、 CO 的排放浓度,需要进行专门的燃烧优化调整试验,以确定最佳运行工况。

4.4.6 再热器保护

锅炉正常运行时,汽轮机旁路应保持热备用状态,以便汽轮机跳闸等突然事故发生时保护再热器受热面。循环流化床锅炉不同于常规煤粉炉,汽轮机跳闸等事故引发 MFT 后,炉内仍存在巨大的蓄热量,炉内的温度水平较高,甚至超过了管材的抗氧化温度,所以需要启动旁路,使一定的蒸汽流经过热器及再热器以冷却其受热面。

4.4.7 床料的再流化

由于较低的风量(例如锅炉启动期间)而使床料堆积或过多的床料而引起的布风板上局部区域的床料没有流化的情况下,脉动增大一次风量,使其再流化。

先决条件为:

- (1) 锅炉负荷在 70% 以下。
- (2) 床压 11kPa 左右。
- (3) 一次风机的入口挡板开度小于 35%。
- (4) 锅炉的各控制系统已协调好。

步骤为:

- (1) 控制一次风机挡板从当前位置增大到 70%~80%。
- (2) 当风机压力增大,一次风流量增加后,把一次风机挡板恢复到原来的位置。
- (3) 观察未流化区域的床温变化。
- (4) 间隔 10min,重复这一步骤不超过 3 次,若没有效果,停止这一操作。
- (5) 恢复正常控制。

4.5 运行中的维护

(1) 正常运行中应控制以下参数符合规定:

- 1) 锅炉蒸发量一般不超过额定值。
- 2) 过热器出口蒸汽温度、压力应保持规定值。
- 3) 再热器出口蒸汽温度、压力应保持规定值。
- 4) 两侧蒸汽温度差不大于 20°C ,两侧烟气温差不大于 30°C 。
- 5) 排烟温度应接近设计值。
- 6) 受热面管壁最高温度不得超过金属材料允许最高温度。
- 7) 维持炉膛压力正常。
- 8) 汽包水位保持 $\pm 50\text{mm}$ 。
- 9) 氧量保持最佳值。

(2) 蒸汽、给水和锅水品质。

- 1) 运行中为了保持锅炉水质和蒸汽品质,应对锅炉进行排污。

2) 连续排污阀的开度应由锅水品质决定。连续排污阀开启时应缓慢地进行操作,以保持锅炉运行工况的稳定。

(3) 受热面清洁。

1) 为了清除锅炉尾部受热面的积灰,应根据实际情况定期对锅炉尾部受热面进行吹扫。吹灰介质的运行参数应根据设备情况,在现场规程中规定。

2) 投运吹灰器次数应根据燃料种类和各段受热面烟温、汽温变化等情况来确定。

3) 吹灰注意事项应在现场规程中规定,确保吹灰时燃烧稳定及设备的人身安全。对故障吹灰器应及时修复备用。

4) 低负荷运行时应慎重吹灰,应注意防止过热器管壁超温和炉膛压力波动。锅炉在 50% MCR 以下进行吹灰时,一、二次风机、引风机的操作方式应为手动。

(4) 锅炉运行中,应对设备进行定期巡回检查,检查的重点是:承压部件,汽水阀门,给煤系统,石灰石系统,返料系统,冷渣器,一、二次风机,引风机,支吊系统,密封系统等。当发现不正常情况时,应查明原因,对暂时不能消除的缺陷,应立即通知检修,同时加强监视,采取必要措施,防止事故发生。

(5) 运行中应尽量保持各项参数处于最佳值,以提高锅炉效率。为掌握锅炉的运行特点以及燃料、风量等运行条件变化时对锅炉运行经济性的影响,寻找锅炉安全经济的运行方式,应进行燃烧优化调整试验,用试验的结果指导运行。

(6) 床温热电偶的使用和维护。床温是指布置在床上用以测量温度的各点热电偶温度的平均值。若某点热电偶所测温度与平均值相差 170°C 以上,该点温度将不参与平均的计算。

床温热电偶穿过耐磨材料层露出约 85mm,若超出此长度床料对其磨损将增加,缩短其使用寿命。

(7) 床压测量装置的维护。床压测量有别于常规的压力测量,因为流动的床料极易堵塞测压点和测压管线,所以应布置吹扫空气。

为清除压力测孔部位的任何堆积床料,吹扫空气应连续吹扫,吹扫空气对床压测量所产生的影响,现场通过迁移零位的方法加以实现。

在锅炉投运前,需对床压测孔逐一检查,是否有堵塞,同时核对测孔距布风板的距离。由于施工的误差,各测压孔距布风板距离与设计位置可能有偏差,造成锅炉运行时各点所测压力值相差较大,影响运行人员的正确操作。

(8) 自动、程控及连锁、保护装置的现场运行规程应包含下列内容:

- 1) 自动、程控及连锁、保护装置的特性。
- 2) 自动控制投入、停止的条件及操作方法。
- 3) 程控投入、停止的条件及操作方法。
- 4) 保护装置投入、停止的条件及操作方法。
- 5) 连锁装置投入、停止的条件及操作方法。
- 6) 自动、程控保护装置的运行注意事项及一般故障处理。

5 循环流化床锅炉的停炉及压火

5.1 正常停炉

5.1.1 停炉前的准备

如果预计停炉时间超过 1 个月,则停炉前应将石灰石仓及成品煤仓排空,停炉时间较短时(三天以内)尽可能降低成品煤仓煤位。在负荷高于 50% BMCR 时,对受热面进行吹灰一次。检查燃油系统处于备用状态。停炉前全面检查锅炉设备,记录所发现的缺陷,以便停炉后检修处理。

5.1.2 停炉操作

对于正常停炉的下列步骤是假定锅炉机组以自动控制方式在满负荷工况下运行而打算将蒸汽压力降到零值并将锅炉完全冷却为基础的。

逐渐降低机组负荷,随着蒸汽流量的减少相应减低锅炉

燃烧率。随着负荷减少,允许蒸汽压力降低以加速冷却。逐渐减少燃料和风量,将负荷降到50%,并继续保持床温的稳定。降负荷过程中,保持汽包的上下壁温差小于50℃。安装在启动燃烧器标高处热电偶检测到的炉温下降速度不能超过135℃/h。遵照“停炉至冷态”炉温下降曲线。蒸汽温度下降速度根据汽轮机制造厂家要求。蒸汽温度控制、燃烧控制和给水控制可以继续保持自动方式,直到当采用人工方式比自动方式更好时,改为人工方式。

停炉期间和停炉以后,必须注意防止水进入主蒸汽管道、热再管道和冷再管道后再进入汽轮机,预防在以后的重启过程中有可能损坏汽轮机。水源可能来自:

- (1) 由于水位过高引起水从汽包溢入过热器。
- (2) 由于减温控制阀打开或泄漏引起水从减温器进入过热器。

减少给煤量。当在启动燃烧器高度炉膛温度接近600℃时,投启动燃烧器,根据停炉曲线控制锅炉下降速率。无启动燃烧器投运时启动燃烧器标高处炉膛温度小于600℃或有启动燃烧器投运炉膛温度小于510℃时,必须停止给煤。一旦给煤中断,即关闭石灰石给料系统。

投运启动燃烧器燃油时,根据需要要将电除尘器断电。一次风机、二次风机、引风机和高压流化风机保持运行以冷却炉膛和回料器。当机组降负荷时,所有吹灰器运行一次。当负荷减少时检查锅炉的膨胀位移。当所需给水流量低于实际控制最小值时,给水控制置于手动,保持水位在可见范围。根据需要使用间歇性排污。过热器出口排气和疏水阀以及所有再热器排气和疏水阀全开以后,关闭汽轮机截止阀。进一步降压力,根据需要打开过热器系统其他的疏水阀。根据汽轮机厂家要求打开蒸汽管路和汽轮机疏水阀。当机组压力减到0.17MPa时打开汽包排气阀。如果锅炉将排空,则疏水前,锅炉水温应小于90℃。当机组达到一合适的停炉工作温度后,对炉膛、旋风分离器、回料腿和回料器和冷渣器及进渣机械阀,继续进行吹扫约30min以保护耐火材料,然后关闭风机。

风机停运顺序为:一次风机→二次风机→冷渣器流化风机→引风机→高压流化风机。

5.2 压火热备用

压火前,锅炉应经过不少于30min低负荷运行过程。保证床温在800℃以上,停止石灰石给料,逐渐减小给煤量直到给煤机全停,氧量明显升高,床温下降50℃左右。压火前停止向冷渣器送风。同时停止两台引风机,连锁停止其他各风机,关闭给煤机出口挡板。关闭各一、二次风机入口挡板。开启引风机入口挡板,保持炉膛压力50~100Pa。接到机组启动命令后,按照机组启动时烟风系统设备启动顺序依次启动风烟系统,根据启动后床层温度确定是否投油助燃,按照投煤规定投煤恢复锅炉运行。

压火前,机组应经过50%左右低负荷运行,时间不少于30min。停止给煤后,待氧量明显增大,燃料挥发分完全析出,方可停运风机。压火过程中,必须保证流化均匀。压火恢复时,投煤前应保证床料良好流化,防止爆燃。

5.3 停炉后的冷却

停炉后密闭各烟风挡板,防止急剧冷却。放水前,启动引风机、高压流化风机、一次风机和排渣系统排空床料。床温降到150℃后可打开引风机挡板、人孔门进行自然通风冷却,并进行下联箱放水一次,压力降低至0.2MPa时,打开

锅炉全部排空气门。锅炉进行强制通风冷却时,冷却速度不应超过耐火材料厂家规定值。

5.4 紧急停炉

遇有下列情况,应立即停止锅炉机组的运行:

- (1) 严重缺水,虽经补水仍见不到汽包水位。
- (2) 严重溢水,汽包水位上升到最高可见水位以上,经紧急放水仍见不到水位。
- (3) 受热面爆管,无法维持汽包正常水平。
- (4) 锅炉严重结渣。
- (5) 锅炉所有水位计损坏,无法监视汽包水位时。
- (6) 锅炉出口以后烟道内发生燃烧,烟温不正常升高时。
- (7) 炉墙破裂且有倒塌危险,危及人身或设备安全。
- (8) 锅炉灭火。
- (9) 系统甩负荷,超过汽压极限值安全门拒动而启动阀不足以泄压时等。

紧急停炉时,锅炉变化快,必须采取一定措施防止事故扩大或引起继发性事故。这些措施包括:

- (1) 迅速断绝进入锅炉燃料,及时降负荷运行。
- (2) 注意调整给水,维持正常水位。
- (3) 如果燃烧室内发生严重泄漏,则停止向锅炉供水,并迅速地将床料排除掉。
- (4) 如果对流烟道中发生泄漏,应维持正常的汽包水位。
- (5) 紧急停炉的冷却过程与正常停炉相同,但时间可缩短。

5.5 停炉的快速冷却

- (1) 锅炉床层坍塌后,紧闭烟风系统各门。
- (2) 床温降到400℃时,启动一台引风机、一台高压风、一台二次风机及一台一次风机,对炉膛进行强制通风冷却,但风挡板开度不得过大,控制降温速率100℃/h以下(根据耐火材料制造厂家的要求)。
- (3) 当床温降至150℃时,停运高压风机,一、二次风机,开启炉墙下部人孔门,根据降温速率可适当调大炉膛负压值。
- (4) 当炉内温度降至60℃以下时,停运引风机。
- (5) 若锅炉停运热备用或不必要加快锅炉冷却时,可不进行强制通风冷却。
- (6) 当锅炉停用时间超过5天,应将床料排出,可回收粒子较小的床料,否则,不必将炉内床料排出。

6 主要辅助设备运行

6.1 转动机械

转动机械的运行及停运及事故处理与其他类型的锅炉相同。

6.2 风机

风机的运行及停运及事故处理与其他类型的锅炉相同。

6.3 碎煤机

碎煤机的运行及停运及事故处理与其他类型的锅炉相同。

6.4 给煤系统

6.4.1 给煤系统的启动条件

给煤系统安装或检修结束,启动前应达到下列各项条件:

- (1) 系统中转动机械启动条件符合前述相关要求。
- (2) 成品煤仓内清洁,无检修遗留杂物,煤仓疏煤装置完整。
- (3) 给煤机内清洁、部件完整、密封良好,电动机、保护罩完整无损坏。
- (4) 各风门、电动闸板门开关灵活,传动装置动作良好,仪表指示正确,连锁保护试验合格。

6.4.2 给煤系统的启动

检查成品煤仓存煤量;调整流化风量、播煤风量、密封风量、油枪出力,使床温等参数满足投煤的规定要求。

给煤机启动顺序为:开启给煤机出口闸板门/旋转给料阀,再启动给煤机,最后开启给煤机入口闸板门或插棍门。锅炉点火后,初次投煤应以最小给煤量“点动”投煤,至少投煤2~3次,每次投煤30~90s后停止给煤,当氧量下降、床温上升时,则表明煤已着火燃烧,待氧量、床温变化值趋于稳定,方可再次投煤。在投煤过程中要防止锅炉汽温、汽压急剧上升。

6.4.3 给煤系统的监控

应根据负荷或煤质变化情况,调整给煤总量;根据炉内床温分布情况,调整各台给煤机的给煤量。监视给煤机进、出口和旋转阀进口等处下煤情况,特别是在煤水分高时,要防止堵煤、断煤。

监视给煤机运行情况:刮板给煤机要注意电动机电流异常变化,及时判断断链、卡链、漂链等情况;带式给煤机要防止胶带跑偏、撕裂等;旋转给料机在煤水分高时,要防止堵煤。监视成品煤仓存煤量变化情况,及时补充存煤。监视播煤风量、密封风量和风压、风温的变化情况,及时调整,防止高温烟气窜入给煤系统。

6.4.4 停运

给煤系统停止的顺序依次为:关闭给煤机入口闸板门或插棍门,再停给煤机,最后关闭给煤机出口闸板门或旋转给料阀。给煤机的停止过程中应缓慢降低给煤机转速,待给煤机内的煤走空后,再停给煤机。大、小修或长时间备用的锅炉,应尽量将成品煤仓内的煤用完。

6.4.5 给煤系统紧急停止条件

发生下列情况之一,系统紧急停止:

- (1) 给煤系统中转动机械发生紧急事故。
- (2) 锅炉 MFT 动作。
- (3) 给煤机内着火。
- (4) 严重机械故障,如:胶带严重跑偏、撕裂,刮板卡链、断链,电动机动过电流时。
- (5) 给煤机内大量积煤或出口严重堵煤,不能正常给煤。
- (6) 成品煤仓空仓。

6.5 燃油系统

燃油系统的运行及停运及事故处理与其他类型的锅炉相同。

6.6 石灰石系统

6.6.1 石灰石系统的启动

石灰石系统安装或检修结束,在启动前应达到下列各项条件:

- (1) 石灰石系统中转动机械符合启动条件的要求。
 - (2) 各阀门、风门挡板调试完毕,开关灵活。
 - (3) 粉仓内清洁,无检修遗弃杂物,辅助设施(包括防堵设施、加热设施、粉位测量和报警设施)完好。
 - (4) 热工测量控制表计(风量、风门挡板和阀门开度、给料转速等)指示正确,操作、控制可靠,连锁保护试验合格。
- 系统启动顺序依次为:开启石灰石给料机下游管道各阀门、挡板或装置,启动石灰石输送风机,再启动石灰石给料机,最后开启石灰石给料机上游各阀门或装置。

6.6.2 石灰石系统运行中的监控

脱硫时床温控制在 850~920℃ 范围内为宜;石灰石平均粒径一般控制在 0.1~0.5mm 范围,最大直径不宜超过 2.0mm;燃烧过程中,脱硫剂石灰石的控制量按下式计算

$$G = (Ca/S) \times S \times B / [0.32 \times (CaCO_3)] \quad (kg/h) \quad (9.6-1)$$

式中: G 为达到某一脱硫效率需加入的石灰石量, kg/h; (Ca/S) 为达到某一脱硫效率需要的钙硫摩尔比,一般在 1.5~2.5 之间; S 为燃料中含硫量质量分数, %; B 为燃料消耗量, kg/h; $(CaCO_3)$ 为石灰石中 $CaCO_3$ 含量质量分数, %。

锅炉 SO_2 折算排放浓度按下式计算

$$C = C' \times \alpha' / 1.4 \quad (mg/m^3) \quad (\text{标况下}) \quad (9.6-2)$$

式中: C 为经过量空气系数折算后的 SO_2 排放质量浓度, mg/m^3 (标况下); C' 为实测锅炉 SO_2 排放质量浓度, mg/m^3 (标况下); α' 为实测锅炉排烟过量空气系数。

锅炉二氧化硫最高允许排放浓度限值按 GB 13223 中 4.1 和 4.2.2 条的规定执行。

6.6.3 停运

石灰石系统停止的顺序依次为:关闭石灰石给料机上游各阀门或装置,待机内物料走空后停给料机,对石灰石管道吹扫完毕后停石灰石输送风机,最后关闭石灰石给料机下游管道各阀门、挡板或装置。如果长时间停用锅炉时,还应将仓内的石灰石用完,防止石灰石粉吸潮结块。

6.7 床料补给系统

(1) 启动。新安装或检修结束,系统启动前应达到下列各项条件:

- 1) 料仓和输送管道内清洁,无遗弃杂物。
- 2) 床料提升机完好。
- 3) 床料输送风源或压缩气源系统运行正常。
- 4) 各电动门、气动门开关灵活,开度和料位指示正确。

系统启动应在锅炉流化风量符合要求、炉膛压力稳定条件下进行。系统在加料过程中应注意防止床料输送管道堵管,同时监视锅炉床压的变化,床压达到要求后停止加料。

锅炉运行中出现下列情况之一,应启动床料补给系统:

- 1) 炉膛内出现低温结焦时,启动加料系统以置换炉膛内不合要求的大颗粒床料。
- 2) 排渣系统已停止,炉膛内床压仍逐渐降低,应启动加料系统补充床料。

(2) 停运。系统停止时,应关闭料仓出口给料闸阀、保持风量,吹扫输送管道 5~10min 后,才能关闭床料输送风或压缩空气。

6.8 冷渣系统

6.8.1 启动条件

冷渣系统安装或检修结束,在启动前应达到下列各项条

件:

- (1) 设备周围清洁,无杂物,照明良好。
- (2) 冷渣系统中转动机械符合启动条件要求。
- (3) 各阀门(包括冷渣器进、出渣阀门)、风门挡板调试完毕,开关灵活。
- (4) 冷渣器内无检修杂物,进渣管、回风管膨胀节完整无损坏。
- (5) 新安装的流化床式冷渣器水冷管束无泄漏,经水压试验合格;耐磨耐火材料已按要求烘烤完毕,无损坏脱落;风帽完整,且无堵塞;冷渣流化风源经试运考验合格,各风量或烟气量测量装置已标定,冷态流化试验结束。
- (6) 新安装的滚筒式冷渣器应经过空载低、高转速试运考验,且筒体无剧烈往复窜动、传动系统无振动,冷却水无泄漏。
- (7) 新安装的钢带冷渣器应经过空载试运考验,且钢带无松动打滑、跑偏及摩擦异声。
- (8) 冷渣器后续输送设备完好,处于备用状态;渣仓内清洁,无检修遗弃杂物,且辅助设施完好。
- (9) 热工测量控制表计(温度、压力、流量、风门挡板和进、出渣阀门开度等)指示正确,操作可靠;连锁保护试验合格。

6.8.2 启动

流化床式冷渣系统启动顺序为:投入冷却水;启动冷渣器后续各级冷渣输送设备;启动冷渣流化风机,调整冷渣器各段风量或烟气量;开启进渣门,调整进渣量,同时控制冷渣器回风温度;冷渣器内低温段渣温降至允许排渣温度以下时,缓慢开启冷渣器排渣阀,将进出口渣量调至平衡。

滚筒式冷渣系统启动顺序为:向冷渣器套筒进水;启动冷渣器后续各级冷渣输送设备;开启通风门;启动冷渣器;开启排渣阀,再开启进渣阀,调整进渣量,将进出口渣量调至平衡,同时调整筒体转速,将出渣温度控制在允许排渣温度以下。

钢带式冷渣系统启动顺序为:启动风机;启动冷渣器后续各级冷渣输送设备;启动末级冷渣器;启动前级冷渣器清扫链及冷渣器;开启排渣阀,缓慢开启进渣阀,调整进渣量;将进出口渣量调至平衡,同时调整回风温度在允许范围内。

6.8.3 运行监控

转动机械按前述相关执行。

监视进、出渣正常与否,防止堵渣;监视冷却水进出口水温、流量、出渣温度和回风温度正常与否;检查各级冷渣输送设备卡、塞情况;监视流化床式冷渣器的各仓床压、床温、风量或烟气量;监视滚筒式冷渣器的滚筒转速;监视钢带式冷渣器是否存在钢带松动、打滑、跑偏。

6.8.4 调整操作

冷渣系统进渣量,应根据锅炉负荷和炉膛内床料高度(床压)不同,由进渣阀调节;当渣量达到已投冷渣器额定出力时,可增投冷渣器。

流化床式冷渣器运行中按如下进行调节或操作:

- (1) 冷渣器排渣温度偏高时,可采用增加冷却水量或减少进渣量进行调整。
- (2) 应定期从高温仓或选择仓的事故排渣口排放大渣块。
- (3) 各仓室应维持一定的床压(料层高度)、床温和流化风量,防止冷渣器内结焦。

滚筒式冷渣器运行中按如下进行调节或操作:

- (1) 应尽量采用连续进、出渣运行方式。

(2) 冷渣器排渣温度偏高时,可采用降低滚筒转速,增加冷却水量或减少进渣量的方法。

钢带式冷渣器运行中按如下进行调节或操作。

- (1) 应根据冷渣量来调整冷渣风量,使回风温度在规定范围内;若冷渣风量已达上限,且回风温度偏高时,则应降低进渣量或暂时停止冷渣器,使回风温度得以下降。

(2) 定期检查各级冷渣器尾部的积渣情况,并及时清理。

6.8.5 系统停止

当炉膛内床料需排空时,在床料排空后关闭进渣阀门。冷渣器停止运行。滚筒式和钢带式冷渣器应在物料排净后停冷渣器;钢带冷渣器应先停前级冷渣器和前级冷渣器清扫链,最后停末级冷渣器。

冷渣风机停止运行。后续各级冷渣输送机停止运行。流化床式和滚筒式冷渣器关闭冷却水,应先关闭出水阀,再关闭进水阀。

6.8.6 其他注意事项

冷渣器及其系统启、停过程应专人操作。流化床式冷渣器不得断水运行。冷渣器确实不能满足排渣要求时,可采取降负荷运行或事故排渣方式。

滚筒冷渣器还应注意如下事项:

- (1) 设备运行期间,机体下禁止站人,禁止取下防护罩。
- (2) 事故排渣时应避免高温炉渣堆放在机体下,以防润滑脂溢失。
- (3) 冷渣器不得断水运行,设备因故长期停用时,要排尽筒体内的冷却水。
- (4) 应根据冷却水水质情况,确定冷渣器套筒内洗垢周期(一般情况每18个月酸洗一次)。
- (5) 应按厂家要求定期加注润滑油/脂。一般旋转接头每月注一次润滑油/脂,各轴承部位每季度加注一次润滑油/脂,减速机每半年加注一次润滑油。
- (6) 进渣时应缓慢增加滚筒转速,严密监视回水和出渣温度。

6.8.7 除尘器

除尘器的启动、运行维护及停运与其他类型锅炉相同。

7 事故处理

7.1 事故及故障处理原则

发生事故时运行人员应迅速、果断、准确地按现场规程规定处理。发生事故后,应立即采取一切可行措施,防止事故扩大,查明原因并消除后,恢复机组正常运行。在确定设备不具备继续运行条件时,应立即停炉处理。紧急停炉时,必须立即切断供给炉内的所有燃料。事故处理完毕,运行人员应如实地将事故发生的时间、现象、所采取的措施等作好记录。

7.2 事故(紧急)停炉

7.2.1 紧急停炉条件

遇有下列情况之一时应紧急停炉:

- (1) 达到MFT动作条件而保护拒动时。
- (2) 所有水位计损坏,无法监视水位时。
- (3) 主给水管、主蒸汽管道、再热蒸汽管道严重爆破时。

- (4) 炉管爆破危及人身安全时。
- (5) 旋风分离器入口温度超过制造厂规定值。
- (6) 锅炉尾部烟道内发生二次燃烧, 炉膛或烟道内爆燃, 使设备严重损坏时。
- (7) 炉墙破裂且有倒塌危险, 危及人身或设备安全时。
- (8) 流化风系统膨胀节爆破严重, 不能维持流化风量时。
- (9) 锅炉房内发生火警, 严重危及锅炉的安全运行时。
- (10) 锅炉主蒸汽、再热蒸汽压力高, 超过安全阀动作压力而安全阀不动作, 同时向空排汽门无法打开时。
- (11) 安全阀动作后不回座, 压力下降, 汽温变化到汽轮机不允许时。
- (12) 锅炉再热蒸汽中断。

7.2.2 紧急停炉操作

手动 MFT, 复位各跳闸设备开关, 关小一、二次风机和引风机挡板, 保持炉膛负压 -50Pa , 进行通风(如发生二次燃烧应立即停止两台引风机, 关闭其挡板)。解除各自动, 手动调整汽包水位, 关闭各级减温水门。水冷壁、省煤器、给水管道发生严重泄漏, 不能保持正常水位时, 则停止向锅炉供水, 迅速排除床料。如炉管爆破, 待蒸汽排除后再停引风机。

其他操作应按正常停炉处理。处理完后将原因及处理过程作好记录。

炉膛爆炸(燃)事故时, MFT 动作, 按紧急停炉处理。

7.3 故障(请示)停炉

遇有下列情况之一时应请示停炉:

- (1) DCS 故障、热控仪表电源中断, 无法监视、调整主要运行参数, 且短时无法恢复时。
- (2) 锅炉汽包低位水位计全部损坏。
- (3) 主蒸汽、再热蒸汽, 过热器管壁、再热器管壁温度超过规定值, 经运行调整仍无法恢复正常时。
- (4) 给水管路、受热面管子以及其他承压部件泄漏, 但尚能维持锅炉运行及锅筒水位正常时。
- (5) 床温异常, 经多方面调整无效时。
- (6) 锅炉本体严重漏灰, 危及其他设备安全运行时。
- (7) 炉墙、旋风分离器及其立管, 回料阀及料腿膨胀节外壁发红, 并有恶化趋势。
- (8) 流化风系统的膨胀节爆破, 尚能维持流化风量时。
- (9) 锅炉房内发生火警, 威胁设备安全时。
- (10) 回料阀风室严重积灰、回料阀堵塞, 经多方面调整无效时。
- (11) 水冷风室严重积灰, 很难保证床料流化时。
- (12) 锅炉严重结焦, 难以维持正常运行时。
- (13) 排渣系统发生故障, 床压不能维持, 经多方面调整无效时。
- (14) 锅炉给水、锅水及蒸汽品质严重超过标准, 经多方面调整无法恢复正常时。

7.4 锅炉水位事故

循环流化床锅炉水位事故的原因及处理与其他类型锅炉基本相同。

7.5 锅炉受热面管损坏

7.5.1 原因

- (1) 焊接质量不佳, 管材质量不合格, 膨胀不畅。

- (2) 锅炉给水、锅水和蒸汽品质不符合标准或化学清洗不彻底, 使管内结垢或管内有杂物堵塞。
- (3) 由于灰、渣冲刷, 使受热面磨损, 管壁变薄。
- (4) 吹灰不当使受热面管产生热疲劳或吹损减薄。
- (5) 水冷壁管被耐火材料砸坏; 汽包水位过低水管缺水。
- (6) 过热器在启动期间疏水不够、低负荷时投减温水不当, 造成水塞导致局部过热或运行中管壁温度长期超限; 屏式过热器管变形, 管壁超温。
- (7) 启、停炉过程中对受热面保护不好。
- (8) 启、停炉过程中对省煤器再循环使用不正确。

7.5.2 现象

循环流化床锅炉受热面事故现象与其他类型锅炉基本相同。

7.5.3 处理

- (1) 水冷壁管和省煤器管损坏。
 - 1) 立即停止石灰石、飞灰再循环系统和电除尘器运行。
 - 2) 若汽包水位能保持时, 应尽量维持汽包水位减煤、减风量、减负荷、加强排渣, 并请示停炉。
 - 3) 若汽包水位不能保持正常时, 应停止锅炉上水, 禁止开启省煤器再循环门和对空排汽门, 并按紧急停炉处理。
- (2) 过(再)热器管损坏。
 - 1) 立即停止石灰石和飞灰再循环系统。
 - 2) 若泄漏不严重, 能维持汽温、汽压、水位时, 允许短时间继续运行, 必要时可降低负荷、降参数运行, 并请示停炉。
 - 3) 若泄漏严重, 不能维持锅炉正常运行或对邻近的管子有威胁, 情况继续恶化时, 应紧急停炉。
- 4) 停炉后保留一台引风机运行, 待炉内蒸汽基本消除后停止。
- 5) 炉膛内过热器或再热器泄漏时, 根据情况决定是否清除床料。
- 6) 保持汽包较高水位, 停止上水, 开省煤器再循环门。

7.6 汽水管道损坏

循环流化床锅炉汽水管道的事故原因及处理与其他类型锅炉基本相同。

7.7 过热蒸汽、再热蒸汽温度过高

7.7.1 原因

- (1) 设计受热面偏大。
- (2) 给水温度降低(如高压加热器退出), 炉膛热负荷增加。
- (3) 减温水及其自动控制装置故障或给水压力低。
- (4) 汽包安全阀、低温过热器进口安全阀、再热器进口安全阀启动。
- (5) 给煤或飞灰再循环增量过大。
- (6) 给煤中细颗粒过多。
- (7) 总风量过大。
- (8) 烟气调节板开度不当。
- (9) 床料流化不良, 炉膛结焦。
- (10) 烟道或旋风分离器内发生二次燃烧。

7.7.2 现象

- (1) 蒸汽温度高报警。
- (2) 过热蒸汽温度高报警, 同时给水温度降低。
- (3) 过热蒸汽、再热蒸汽温度高报警, 同时减温水量减

少。

(4) 过热蒸汽、再热蒸汽温度高报警，同时蒸汽流量减少。

(5) 过热蒸汽、再热蒸汽温度高报警，同时床温异常升高。

(6) 过热蒸汽、再热蒸汽温度高报警，同时旋风分离器进出口温度过高。

(7) 过热蒸汽、再热蒸汽温度高报警，同时烟气中氧量过大。

(8) 过热蒸汽或再热蒸汽温度高报警，相应的烟气挡板开度大。

(9) 过热蒸汽、再热蒸汽温度高报警，同时局部床温异常、床压异常。

(10) 过热蒸汽、再热蒸汽温度高报警，同时烟气阻力增大。

(11) 过热蒸汽、再热蒸汽温度高报警，同时各段烟道温度异常高。

7.7.3 处理

(1) 改进设计。

(2) 提高给水温度。

1) 解除减温水自动。

2) 提高减温水流量。

3) 调整烟气挡板开度。

(3) 调整蒸汽压力，使安全阀尽快回座。

(4) 给煤或飞灰再循环增量不宜过大。

1) 控制给煤平均粒径，不宜过细。

2) 流化风量适当减小。

(5) 一般炉膛出口烟气氧量控制在3.5%左右为宜。

(6) 适当关小对应的烟气挡板开度（但不能全关）；同时开启另一烟道烟气挡板开度。

(7) 加强选择性吹灰，特别是其上游受热面的吹灰。

1) 若采取上述降温措施后，汽温仍继续升高，应降负荷运行。及时减小给煤量，调整一、二次风量。

2) 若汽温超过规定值，经采取措施无效，应请示停炉。

7.8 主蒸汽、再热蒸汽温度过低

(1) 原因。

1) 设计受热面偏小。

2) 减温水量过大，或调整不及时。

3) 减温水调节系统故障。

4) 过热器、再热器积灰严重。

5) 给水压力变化大。

6) 给煤机断煤，造成床温异常下降。

7) 负荷增加过快。

8) 蒸汽严重带水。

9) 飞灰再循环减量过大。

(2) 现象。主蒸汽、再热蒸汽温度低报警。

(3) 处理。

1) 当主蒸汽、再热蒸汽温度降低时，立即解除减温水自动，减少减温水，尽快使汽温恢复正常。

2) 若汽温继续下降，可关闭减温水电动门及减温水总门。

3) 根据主蒸汽、再热蒸汽温度下降情况，开启过热器、再热器疏水门。

4) 增加给煤量，及时调整燃烧。

5) 适当降低负荷。

6) 加强过热器或再热器吹灰。

7) 若采取上述措施，汽温仍不回升时应降压运行。

7.9 主蒸汽、再热蒸汽压力高

(1) 原因。

1) 机组甩负荷或汽轮机跳闸。

2) 给煤量过大。

3) 煤质变好。

4) 飞灰再循环增量过大等。

(2) 现象。

1) 主蒸汽、再热蒸汽压力高报警。

2) 排汽阀或安全阀动作。

(3) 处理。

1) 立即解除燃烧自动，减少给煤量；电负荷低时，应联系增带电负荷。

2) 当压力继续升高时，应适当开启对空排汽阀进行降压。必要时，可适当开启旁路门。

7.10 主蒸汽、再热蒸汽压力低

(1) 原因。

1) 电负荷突然增加。

2) 煤质变差。

3) 给煤故障。

4) 飞灰再循环减量过大。

5) 受热面管泄漏。

(2) 现象。主蒸汽、再热蒸汽压力低报警。

(3) 处理。

1) 立即解除燃烧自动，增加给煤量（同时应调整风量）。

2) 床温低于760℃时，可投入油燃烧器。

3) 按相关受热面管子泄漏的办法处理。

4) 上述措施无效时，应降负荷运行。

7.11 床温过高或过低

(1) 原因。

1) 给煤不正常。

2) 煤质变化大。

3) 给煤粒度过细或过粗。

4) 二次风配比失调。

5) 流化异常。

6) 炉膛结焦、返料系统堵塞。

7) 床压过低或过高。

(2) 现象。

1) 床温高或低报警。

2) 负荷升高或降低。

3) 局部床温异常。

(3) 处理。

1) 床温高时，应适当增加一次风量，减小给煤量。

2) 床温低时，应适当减小一次风量，增加给煤量；床温低于760℃，可投入油燃烧器。

3) 当密相区床温温差增大时，为防止流化状态恶化、密相区沉积和结焦，应适当增加一次风率，加强排渣，使大颗粒灰渣及时排出；床温温差恢复正常后，再将风量恢复到正常范围。

4) 当给煤粒径较粗在密相区沉积使床温升高时，应适当增大一次风量；当粒径较细易被带入上部稀相区使床温降

低时,应适当减小一次风量。

7.12 床压过高或过低

(1) 原因。

- 1) 炉膛排渣不畅或不能排渣。
- 2) 冷渣器或排渣管(阀)故障,排渣量过小或者过大。
- 3) 煤质变化大。
- 4) 给煤粒度过粗或过细。
- 5) 石灰石量、燃料量和返料量不正常。
- 6) 一次流化风量不正常。

(2) 现象。

- 1) 床压高或低报警。
- 2) 冷渣器排渣量不正常地增加或减少。
- 3) 水冷风室压力过高或过低。

(3) 处理。

- 1) 检查床压测点,及时消除故障。
- 2) 若床压过高,加大冷渣器排渣量,减少给料量、调整风量;必要时,适当降负荷运行。

3) 若床压过低,减少冷渣器排渣量、调整风量;必要时,补充床料。

4) 及时排除冷渣器或排渣管(阀)故障;必要时,可进行炉膛事故排渣。

7.13 床面结焦

(1) 原因。

- 1) 锅炉床温过高或床料熔点过低。
- 2) 锅炉运行中,长时间风、煤配比不当。
- 3) 锅炉风帽堵塞过多,或者耐火材料大块等杂物留在炉内。
- 4) 煤质变化过大,调整不及时。
- 5) 播煤风压低,造成给煤量堆积在给煤口,流化不好,局部结焦。

- 6) 床料过粗、料层过高,一次风量低,造成流化不良。
- 7) 返料量不正常,造成大量塌灰。
- 8) 油煤混烧时间过长或油燃烧器雾化不好。

(2) 现象。

- 1) 局部床温异常。
- 2) 水冷风室压力异常。
- 3) 一个或几个床压波动幅度变小或不波动。
- 4) 炉膛压力波动大。
- 5) 严重时,床压降低、排渣困难,水冷风室压力升高。

(3) 处理。

- 1) 增大一次风量、下二次风量。
- 2) 维持正常床压,适当降低床温,加入粒度合格的床料(砂),增大排渣量,置换床料。
- 3) 若为原因3)所致,应停炉处理。
- 4) 联系燃料改善煤质。
- 5) 经调整,仍无改善,应请示停炉。

7.14 回料阀堵塞

7.14.1 原因

- (1) 回料阀自身故障。
 - 1) 高压流化风量低,使回料阀堵灰。
 - 2) 风帽损坏,造成风室积灰。
 - 3) 耐火保温材料脱落,造成堵灰。
- (2) 煤中细颗粒比例较大,造成回料阀内二次燃烧,回

料阀负荷加重而堵灰结焦。

(3) 煤质变化大。

7.14.2 现象

- (1) 回料阀高料位报警。
- (2) 床压下降,床温上升。
- (3) 回料阀温度迅速上升或下降。
- (4) 汽温、汽压、负荷均下降。

7.14.3 处理

(1) 若为原因1)所致,应:

- 1) 增大回料阀高压流化风量及松动风量,并反复扰动。
- 2) 适当降低锅炉负荷。
- 3) 缓慢开启事故引灰阀放灰,正常后关闭。

(2) 若为原因3)所致,应调整一、二次风配比。

(3) 上述处理无效,应申请停炉处理。

8 锅炉运行控制

8.1 锅炉调节控制系统的基本技术要求

循环流化床锅炉的燃料一般由煤和石灰石两部分组成,物料(煤粒和石灰石)由给料口进入炉膛密相区下部后,被高温物料包围而迅速着火,并在燃烧室中伴以高速风流在沸腾悬浮状态下进行燃烧。同时,高温烟气携带炉料和大部分未燃尽的煤粒飞逸出燃烧室顶部,经旋风分离器分离出的未燃尽燃料由返料器返送回炉膛底部,再次进入炉膛循环燃烧。

通常循环流化床锅炉运行温度在 $850\sim 920^{\circ}\text{C}$,影响炉内运行工况的主要因素有一、二次风比,给煤量,给石灰量以及排渣量等,其中一、二次风比是通过控制密相区的氧量(还原气氛)和流化程度进而调节床温,一、二次风比增加,则床温降低,反之亦然;其他三个因素则是通过控制燃烧率及床料粒度构成达到调节床温和床压的目的。

从控制角度讲大型循环流化床锅炉具有多参数、非线性、时变和多变量紧密耦合的特点,而且,CFB煤粉锅炉比普通锅炉具有更多的输入/输出变量,耦合关系也更为复杂,特别在启动和低负荷时。最终的投运的好坏可能与控制水平和运行人员的经验有很大的关系。控制回路设置是否适当、参数设置是否合适、合理设置各参数间的耦合关系是大型循环流化床锅炉高效安全运行的主要因素。

8.2 锅炉主控(MCS)

循环流化床锅炉燃烧系统是一个大滞后、强耦合的非线性系统,各个变量之间相互影响。有的被调参数同时受到几个调节参数的共同影响,如床层温度要受到给煤量、石灰石供给量、一次风量、返料量及排渣量等多个参数调节。同时,有的调节参数又影响多个被调参数,如给煤量不仅影响主蒸汽压力,还影响床温、炉膛温度、过量空气系数及 SO_2 含量等参数。因此,在构造CFB锅炉调节方案时只有抓住主要矛盾,同时兼顾各个次要矛盾,才能构造出满足系统要求的调节策略。

锅炉控制器以并行协调的方式转化为对锅炉燃料量和风量的控制,并具有如下一些特点:

(1) 为加快燃料量对负荷变化的响应,采用负荷指令的前馈信号引入控制回路信号回路且有速率可调的“加速”功能。

(2) 锅炉指令按可供的风量来限制燃料量,当增加负荷时,采用先加风量的浮动限制方案以保证燃料量决不高于风

量的富氧燃烧,且能保证合理的动态响应速度。

(3) 锅炉指令按送入锅炉的总燃料量来浮动限制风量,达到减负荷时先减煤后减风以保证风量不低于燃料量的富氧燃烧控制。

(4) 燃料量指令将根据运行的给粉机的数量进行修正。当某台给粉机退出运行时,相应的锅炉燃料量指令退至与其余给粉机相应的出力工况。

锅炉主控系统的主导思想是,确保炉膛温度在正常范围;然后保证负荷,以主蒸汽压为主控量进行调节,同时保证最佳的风煤比,并保证炉膛负压不变,当负荷变动时,检测到的主蒸汽压和主蒸汽流量通过运算来进行给煤量的设定,保证设定值不超过现有总风量下允许的最大设定值,并与检测到的沸下温度和给煤量一起进行给煤的协调控制,同时为了保证良好的沸腾状态和充分燃烧,协调控制一次风,并给二次风一个前馈量补偿(由于烟气氧量检测滞后于实际燃烧状况)同时一次风与二次风进行协调。这样既保证负荷变动下主蒸汽压恒定,又保证沸下温度在正常范围,达到经济燃烧目的。

由于循环流化床床温滞后时间长,且与主蒸汽压之间耦合关系影响很严重,床温太高,易结焦;床温太低,易熄灭。影响床温的主要因素是燃料热量、一、二风量及第二级返料量。运行中燃料的品质经常变化,即使加煤量不变,也才常常引起床温变化。此外煤的粒度不同,第二级返料量也会变化,第二级返料温度低,返料量的变化也直接影响床温。运行中床料的增加,床层阻力增加,在风门开度不变的情况下,风量会逐渐减少,床温会随之升高。

为了保证运行稳定,一般床温不通过改变循环量来控制,而主要通过风量、煤量来控制。稳定负荷时,可以在小范围内改变风量或煤量或同时改变来调节床温。温度太高则减煤或增风,太低则相反。

满负荷运行时,风量一般不变,温度波动,一般通过改变给煤量来调整。

循环流化床锅炉要在炉内进行石灰石脱硫,故循环流化床锅炉必须增加石灰石给料调节系统。另外,循环流化床锅炉烟气中的未燃粒子经过旋风分离器后要由返料装置送回炉床继续燃烧,所以循环流化床锅炉必须具有返料调节系统。循环流化床锅炉正常燃烧时需要调节一定的床层厚度,床层

厚度由排渣系统进行调节,因此循环流化床锅炉必须具有排渣调节(床层厚度调节)系统。除此之外,循环流化床锅炉的其他调节系统与常规煤粉炉的调节要求及调节方案基本相同,包括给水调节系统、一次风调节系统、二次风调节系统、主蒸汽温度调节系统及引风调节系统等。

主要包括如下控制回路:

- (1) 燃料量控制。
- (2) 一次风温控制。
- (3) 一次风量控制。
- (4) 一次风压控制。
- (5) 二次风量控制。
- (6) 二次风压控制。
- (7) 炉膛压力控制。
- (8) 炉膛压差控制。
- (9) 炉膛温度控制。
- (10) 流化风控制。
- (11) 二氧化硫控制。
- (12) 过热蒸汽温度控制。
- (13) 再热器温度控制。
- (14) 汽包水位控制。

8.3 锅炉炉膛安全监控系统(FSSS)

随着电站单元机组容量变得越来越大,锅炉的安全和正常运行所必需的监控也变得越来越复杂。这就使得普通的操作人员很难准确而迅速地处理许多危及锅炉安全的异常现象,因为操作人员处理突发事故的能力是受其精神状态、运行经验和体能等许多因素的限制。要是操作人员能借助控制装置对给定的输入用预先编制的程序给予快速反应,使得复杂的安全连锁程序自动进行,就可更有效地提高锅炉运行的安全性。

锅炉炉膛安全监控系统,(Furnace Safeguard Supervisory System, FSSS)。FSSS是由燃料安全连锁系统(FSS)和燃烧器控制系统(BCS)两部分组成,它在防止运行人员操作事故及设备故障引起锅炉炉膛爆炸方面起着重要作用。

锅炉炉膛安全监控系统与其他类型锅炉基本相同,这里不再赘述。

第7章 循环流化床锅炉的总体布置

1 循环流化床锅炉的炉型

1.1 循环流化床锅炉的炉型分类

在循环流化床锅炉的发展过程中出现过很多炉型,按不同的部件可以有不同的分类方法。循环流化床锅炉一般由燃烧室、分离装置、返料装置、尾部受热面以及外置式流化床换热器(FBHE or EHE)等主要部件构成,其主要区别在于分离器的位置、分离器的形式和外置式流化床换热器等。以下就按上述几种部件的不同形式来介绍循环流化床的炉型及其简单的工艺流程。

1.1.1 按分离器工作温度分类

循环流化床锅炉中分离器的位置是一个十分重要的问题,它直接影响着整个循环流化床锅炉的结构布置和运行特性。按分离器不同工作温度分类,循环流化床锅炉可大致分成如下几种形式:

- (1) 高温分离型循环流化床锅炉。
- (2) 中温分离型循环流化床锅炉。
- (3) 低温分离型循环流化床锅炉。
- (4) 组合分离型循环流化床锅炉。

早期多种形式的探索,在中小容量也取得了不少成功经验,但不同的技术流派已经从不同侧面都证明了高温分离型是大型CFB锅炉的必然选择。高温分离型循环流化床锅炉是目前应用最为广泛的循环流化床锅炉形式,本篇仅介绍该型CFB锅炉。

1.1.2 按分离器形式分类

循环流化床锅炉中的分离器形式是循环流化床锅炉设计时首先要考虑的因素之一,因为分离器的形式对循环流化床锅炉的总体布置和运行特性的影响极大。按不同的分离器形式分,循环流化床锅炉可分成如下几种形式:

- (1) 旋风分离型循环流化床锅炉。
- (2) 惯性分离型循环流化床锅炉。
- (3) 炉内卧式分离型循环流化床锅炉。
- (4) 炉内旋涡型循环流化床锅炉。
- (5) 组合分离型循环流化床锅炉。

采用旋风分离器的循环流化床锅炉又可分为常用的上出气型旋风分离器和下出气型旋风分离器,绝热型旋风分离器(见图9.7-1)、水(汽)冷型旋风分离器(见图9.7-2)等。

为了降低热损失和保护金属表面,高温绝热型旋风分离器需要在内部设置防磨层和很厚的隔热保温层,这些隔热层的存在使得锅炉的启动时间大大延长;水、汽冷型旋风分离器就不需要在内侧设置厚厚的隔热层,仅为了防止飞灰磨损在内侧衬以较薄的防磨材料,而在分离器外侧保温,这样就可节省材料、降低热损失和缩短启动时间。

采用汽冷的主要原因是在自然循环锅炉中采用蒸汽冷却受热面布置可以比较自由,无须考虑水循环问题。但无论是水冷还是汽冷,分离器受热面结构中汽或水回路非常复杂,制造成本高。

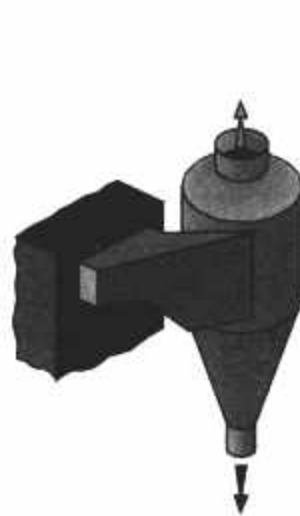


图 9.7-1 绝热型
旋风分离器



图 9.7-2 冷却型
旋风分离器

所以许多研究者提出了方形分离器的概念。采用方形分离器后,可以比较方便地布置分离器的冷却受热面,由于分离器的特殊结构形式,在分离器内的流场与圆筒形的旋风分离器不同,从总体上讲分离效率略低于常规的旋风分离器,因此,方形分离器在大容量循环流化床锅炉中的应用尚有待进一步研究。

惯性分离器比较典型的有瑞典 Studsvik 公司开发的惯性力分离器、Steinmuller 公司开发的斜槽捕集式分离器和清华大学开发的平面流分离器, B&W 公司的组合型循环流化床锅炉。这些技术仅适用于中小容量锅炉。

从循环流化床锅炉的发展情况看,旋风分离器是一种成熟的技术,在大型循环流化床锅炉中得到了广泛应用。

1.1.3 按有无外置式受热面分类

外置式流化床换热器并不是循环流化床锅炉的必备部件,也可以按有无外置式流化床换热器对循环流化床锅炉进行分类。

设置流化床换热器的典型循环流化床锅炉见图 9.7-3,外置式流化床换热器的优点一般认为有如下几点:

(1) 床温调节仅需调节进入流化床换热器与直接返回燃烧室的固体物料比例即可,无需改变循环倍率或床层温度等

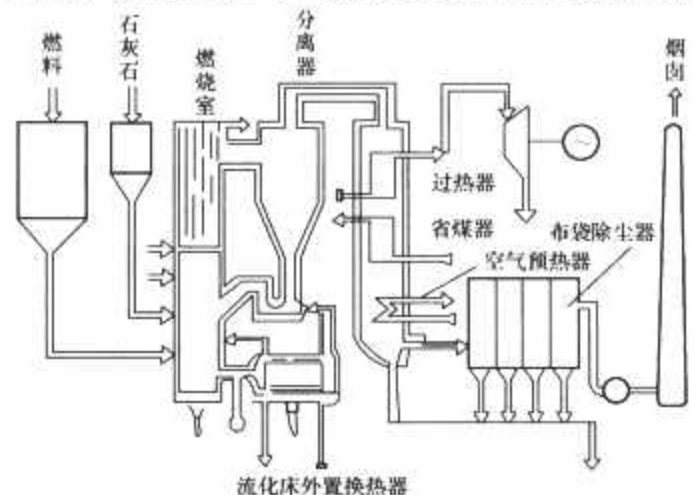


图 9.7-3 带外置式换热器循环流化床锅炉

其他参数。

(2) 将燃烧与传热基本分离, 可以使两者均达到最佳状态。

(3) 将再热器和(或)过热器布置在流化床中, 气温调节非常灵活, 甚至无须喷水调节或再热器启动旁路。但采用外置式流化床换热器结构, 控制、调节都非常复杂。

循环流化床锅炉发展的初期认为, 由于在固体颗粒循环回路中必须有足够的受热面以保证燃烧室的温度, 在大型化过程中水冷壁的吸热量增加比锅炉容量增加得慢, 不采用外置式流化床换热器时单个燃烧室的最大锅炉蒸发量为 200~250t/h。

循环流化床锅炉若不设外置式流化床换热器, 在固体颗粒循环回路上的吸热主要靠炉膛水冷壁以及屏式受热面来保证。早期 Ahlstrom 公司在采用了具有独特抗磨特性的 Ω 管作为屏式受热面, 探索炉内受热面的有效形式, 取得成功。但 Ω 管制造难度太大, 过于昂贵, 现在已经没有厂商再使用。

国内 CFB 设计制造商在主回路内受热面布置的结构、传热、防磨等方面进行了大量的研究改进, 取得了很好的运行业绩, 较好地解决了无外置式换热器 CFB 的放大问题。该炉型结构简单, 成本低, 调节运行要求不高, 适合我国国情, 在役和在建的 150MW 以下的 CFB 锅炉几乎全部为该炉型。

根据分析, 300MW (1025t/h) 以下容量, 不采用外置式换热器, 采用炉膛布置水冷壁和屏式受热面的形式是完全可行的。

设置外置式流化床换热器和不设置外置式流化床换热器是目前循环流化床锅炉发展中的两大流派。这两种流派均具有自己的特色, 也均有许多应用的实例, 相信在循环流化床锅炉的进一步发展中, 这两种流派还会进一步发展、完善下去。

1.1.4 按不同循环倍率分类

固体颗粒循环量是循环流化床锅炉中的一个非常重要的参数, 按物料循环量的大小, 可以将循环流化床锅炉分成高物料循环量、中物料循环量和低物料循环量等三类循环流化床锅炉, 由于燃料品质的不同, 同一容量的锅炉其投煤量也不相同, 所以采用循环倍率的概念并不是最佳的, 但该值在一定程度上也反映了循环流化床锅炉的特性, 且比较直观, 这里也采用了该参数进行讨论。目前, 尚没有一个确切的数字来划分高、中、低三类循环倍率的值, 一般可以将 1~5 称为低倍率循环流化床, 6~20 称为中倍率循环流化床, 大于 20 称为高倍率循环流化床。

循环倍率的选取与分离器形式密切相关, 现代的大型 CFB 锅炉都是高效分离对应的中、高循环倍率设计。

1.2 典型 100MW 级高压非再热 CFB 锅炉

1.2.1 单炉膛、双分离器前置型 100MW 级 CFB 锅炉-I

该炉型是芬兰 ALSTHOM 公司的 CFB 炉型, 是当年国内最大 CFB 锅炉。锅炉总图布置见图 9.7-4。锅炉为全膜式壁、下部收缩炉膛, 自然循环、循环流化燃烧, 两台绝热式高温旋风分离器布置在炉膛前、回料器采用一分二结构, 其上布置给煤口, 猪尾巴式风帽, 钢板布风板和风箱, 床枪为主的床上床下联合点火, 六台流化床式风冷冷渣器加水冷绞龙的两级冷渣系统, 炉膛中部布置水平“ Ω ”管过热器, 炉顶水平烟道布置过热器, 尾部单烟道、喷水调节过热汽温, 水平管式预热器, 平衡通风, 全焊接钢结构炉架, 露天

布置。

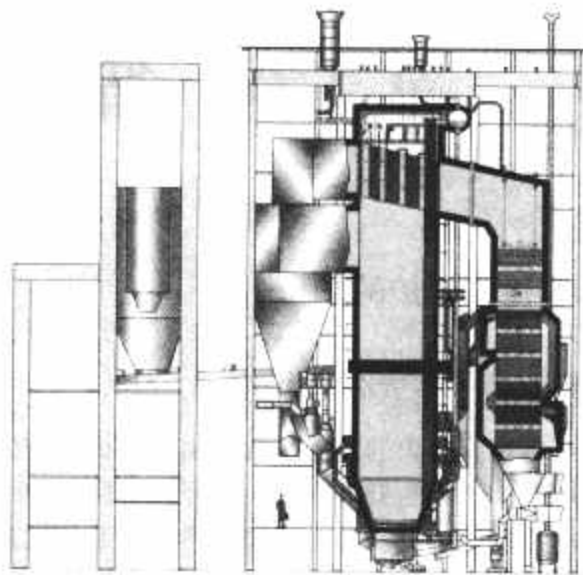


图 9.7-4 ALSTHOM 公司的前置型 100MW 级 CFB 锅炉总图

该炉型炉膛中部布置独具特色的水平“ Ω ”管过热器, 较好地解决了炉膛受热面磨损问题, 但“ Ω ”管世界上仅有一两家制造商, 价格昂贵, 维修困难, 没有推广价值。其后发展的 CFB 锅炉, 都没有再采用“ Ω ”管结构。

1.2.2 单炉膛、双分离器, “M”型布置 100MW 级 CFB 锅炉-II

该炉型是根据 FW 引进循环流化床锅炉技术, 国内设计制造的 100MW 级 CFB 锅炉。燃用的燃料包括烟煤、贫煤、无烟煤等大部分动力燃料, 是国内应用最广的炉型之一。

该锅炉炉型见图 9.7-5。

锅炉为全膜式壁、下部收缩炉膛, 自然循环、循环流化燃烧、汽冷式高温旋风分离、“M”型布置, 非机械自平衡“J”型回料器, 选择性排灰非机械冷渣器, 全水冷风箱和布风板, “T”型导向风帽, 床下大功率风道点火, 尾部单烟道、喷水温, 水平管式预热器, 锅炉采用平衡通风, 全焊接钢结构炉架, 露天布置。锅炉由一个膜式水冷壁炉膛, 两台汽冷式旋风分离器和一个由汽冷包墙包覆的尾部竖井(HRA)三部分组成。

炉膛内布置有屏式受热面: 六片屏式过热器管屏和四片水冷蒸发屏。锅炉共设有六台给煤装置和四个石灰石给料口, 给煤装置和石灰石口全部置于炉前, 在前墙水冷壁下部收缩段沿宽度方向均匀布置。炉膛底部是由水冷壁管弯制围成的水冷风室, 通过膨胀节与风道点火器相连, 风道点火器一共有两台, 其中各布置有一个高能点火油燃烧器; 炉膛密相区水冷壁前后墙上还分别设置了两支床上点火油枪, 用于锅炉启动点火和低负荷稳燃。炉膛两侧分别设置四台多仓式流化床风水冷选择性排灰冷渣器和一个飞灰再循环燃烧接口。

炉膛与尾部竖井之间, 布置有两台汽冷式旋风分离器, 其下部各布置一台“J”阀回料器。在尾部竖井中从上到下依次布置有高温过热器、低温过热器、螺旋肋片管省煤器和空气预热器。过热器系统中设有两级喷水减温器。锅炉整体呈左右对称布置, 支吊在锅炉钢架上。锅炉钢架为两侧带副柱的空间桁架。

锅炉汽水系统回路包括冷渣器内水冷管束、尾部省煤器、汽包、水冷系统、汽冷式旋风分离器进口烟道、汽冷式旋风分离器、HRA 包墙过热器、低温过热器、屏式过热器、高温过热器及连接管道。

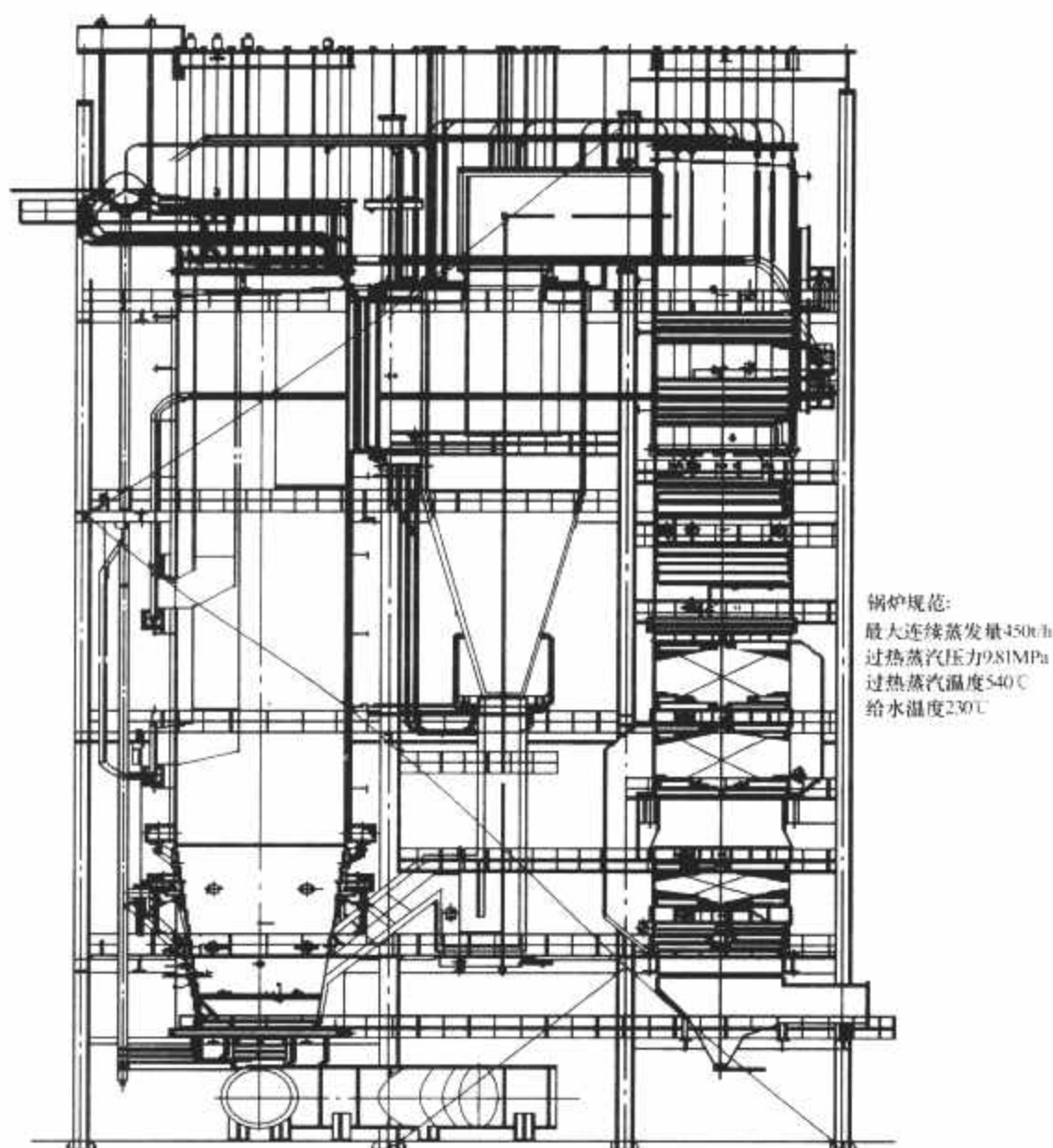


图 9.7-5 FW 公司 100MW 级 CFB 锅炉-II 主视图

从一次风机鼓出的燃烧空气分为三部分，其中大部分经过暖风器和空气预热器加热后成为第一路，进入炉膛底部风室，通过布置在布风板上的风帽使床料流化；一次风道上还并联有风道点火器，并单独配一台点火增压风机，以克服风道点火器的阻力；另一部分热风经给煤增压风机增压后，送至炉前气力播煤机；风冷冷渣器前三仓用一次热风，最后一个仓用一次冷风作为流化冷却介质。二次风机供风分两路，第一路冷风作为给煤机皮带的密封用风，另一路经空气预热器加热后作为二次风直接经炉膛上部的二次风箱入炉膛。

烟气及携带的固体粒子离开炉膛通过两个旋风分离器进口烟道分别进入两个旋风分离器，在分离器里粗颗粒从烟气中分离出来，而气流则通过旋风分离器顶部引出，进入尾部受热面（HRA）后向下流动，经过水平对流受热面，将热量传递给尾部受热面，然后烟气通过管式空气预热器进入除尘器，最后，由引风机抽进烟囱，并排入大气。

“J”阀回料器用3台高压头小风量风机，每台出力50%，其中两台运行，一台备用，风机为定容式，因此空气的调节原理是通过旁路将多余空气送入一次风第一路风道内。

在整个烟风系统中均设有调节挡板，以便在运行和启停炉期间进行调节控制。

1.2.3 单炉膛四分离器“H”型布置 100MW 级 CFB 锅炉-III

该炉型为国家科研课题支持下，国内研究机构与锅炉制造商联合开发、制造。该炉型消化吸收了引进示范型 CFB 锅炉的较多特点。

锅炉为高温高压自然循环汽包炉，采用循环流化床燃烧技术，循环物料的分离采用高温绝热旋风分离器。锅炉采用平衡通风。

锅炉主要由炉膛、高温绝热分离器，自平衡单路“U”形回料阀和尾部对流烟道组成。燃烧室蒸发受热面采用膜式水冷壁，水循环采用单汽包、自然循环、单段蒸发系统。采用水冷布风板，大直径钟罩式风帽。炉膛内布置4片水冷屏来增加蒸发受热面，另外还布置有屏式过热器。锅炉采用四个高温绝热分离器，布置在炉膛两侧的“H”型结构。高温绝热分离器回料腿下布置一个非机械型回料阀，回料为自平衡式，由高压风机单独供给。

以上三部分构成了循环流化床锅炉的核心部分——物料热循环回路，煤与石灰石在燃烧室内完成燃烧及脱硫反应。经分离器净化过的烟气进入尾部烟道。尾部对流烟道中布置高温过热器、低温过热器、省煤器、空气预热器。过热蒸汽温度由在过热器之间布置的两级喷水减温器调节。低温、高温过热器采用的包墙过热器为膜式壁结构，省煤器、空气预热器采用护板结构。

循环流化床锅炉炉内物料的循环是由送风机（包括一、二次风机）、引风机、高压风机启动并维持的。

一次风经空气预热器加热后进入炉底的水冷风室，通过布风板流化床料并为燃料提供初始燃烧空气。二次风经空气预热器加热后分上二次风、下二次风分级送入炉膛锥段，提供燃烧所需空气，并为分级燃烧、控制床温、降低 NO_x 生成量提供空气。

冷渣器流化风、回料器流化风分别由冷渣器流化风机、高压风机单独提供。

1.3 典型 135MW 级 CFB 锅炉

国外超高压再热 CFB 锅炉一般采用了外置式换热器结构，外置式换热器形式分为 FW 为代表的 INTREX 结构，ALSTOM 为代表的 FBHE 结构。也有 FW 芬兰（原 PRY-POWER）为代表的无外置床，炉内屏的布置方式。

国内 CFB 锅炉的主要设计供货商都采用了非外置床结构。除以下重点介绍的三种炉型外，近年也有新的制造商开发出不同的炉型，但主要技术没有本质差距，市场影响力相对较小，不再一一例述。

1.3.1 双烟道挡板调温型 135MW 级 CFB 锅炉-I

该炉型是在消化吸收引进循环流化床锅炉技术的基础上，结合国内厂商自身在大容量锅炉开发、设计、制造方面的经验，成功开发的 135MW 级 CFB 锅炉。该种锅炉已经有 50 多台合同，投运 20 多台的业绩，并成功出口，燃用的燃料包括烟煤、贫煤、无烟煤、矸石、沥青岩等绝大部分动力燃料，是国内运用最广的炉型之一。

锅炉采用单汽包、自然循环、循环流化床燃烧方式，岛式露天布置。

锅炉主要由一个膜式水冷壁炉膛、两台汽冷型高温旋风分离器和一个由汽冷包墙包覆的尾部竖井三部分组成。锅炉整体呈左右对称布置，支吊在锅炉钢架上。图 9.7-6 为锅炉主视图，给出了此台锅炉重要的结构及部件。

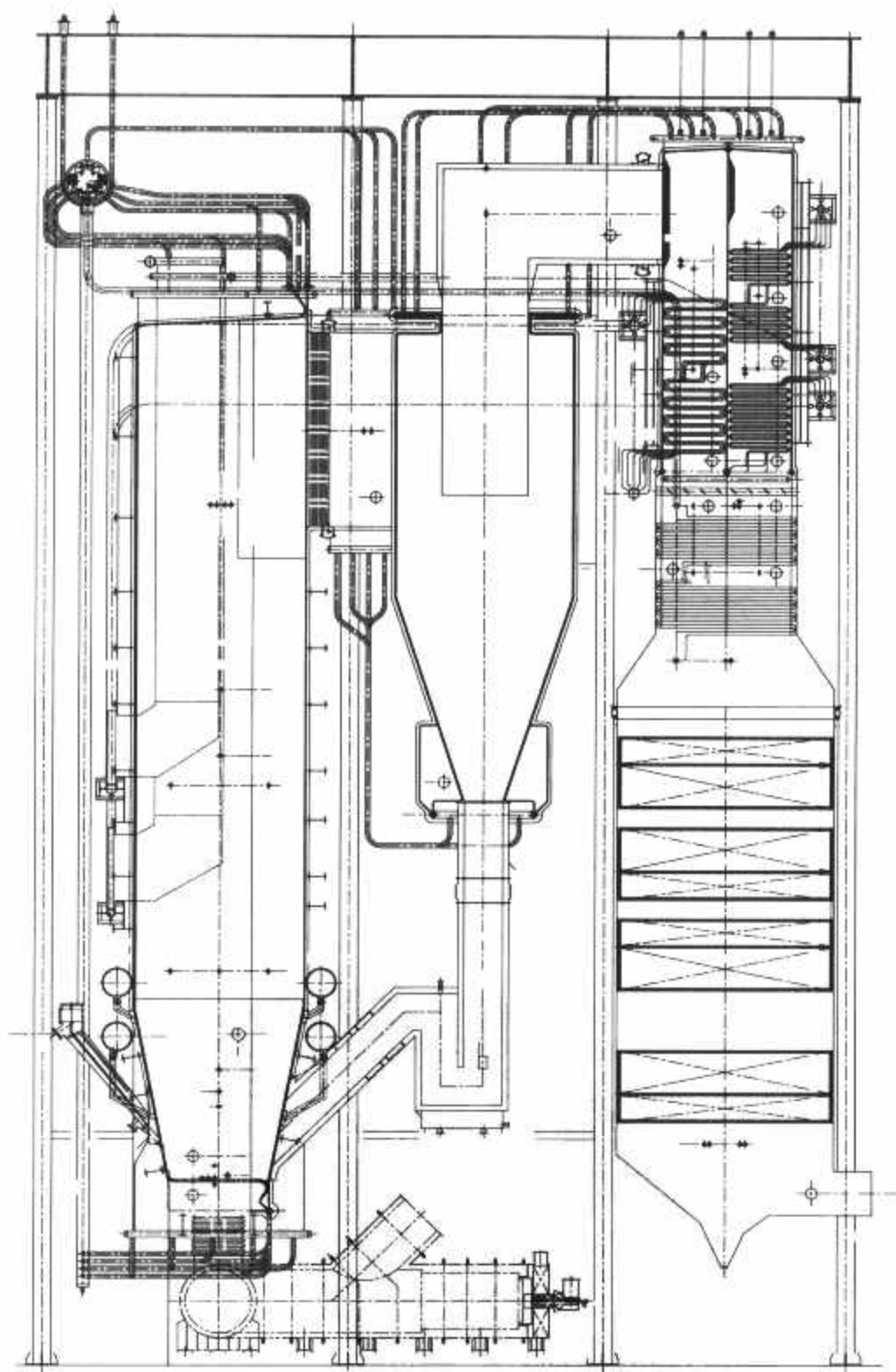


图 9.7-6 135MW 等级 CFB 锅炉-I 主视图

炉膛内布置有屏式受热面：六片屏式过热器管屏、四片屏式再热器管屏和一片水冷分隔墙。锅炉预留有六个给煤口和三个石灰石给料口，给煤口和石灰石口全部置于炉前，在

前墙水冷壁下部收缩段沿宽度方向均匀布置。炉膛底部是由水冷壁管弯制围成的水冷风室，通过金属膨胀节与床下风道点火器相连，风道点火器一共有两台，其中各布置有一个高

能点火油燃烧器。炉膛两侧分别设置两台多仓式流化床风水冷选择性排灰冷渣器。

炉膛与尾部竖井之间,布置有两台汽冷式旋风分离器,其下部各布置一台“J”阀回料器。尾部由包墙分隔,在锅炉深度方向形成双烟道结构,前烟道布置了两组低温再热器,后烟道从上到下依次布置有高温过热器、低温过热器,向下前后烟道合成一个,在其中布置有螺旋鳍片管式省煤器和卧式空气预热器,空气预热器采用光管式,沿炉宽方向双进双出。过热器系统中设有两级喷水减温器,尾部双烟道,挡板作为再热汽温主要调节手段,再热器系统中布置有事故喷水减温器和微喷减温器作为保护和精确控制。

循环流化床锅炉内物料的循环是依靠送风机和引风机提供的动能来启动和维持的。从一次风机出来的空气通常分成两路送入炉膛:第一路,经一次风空气预热器加热后的热风进入炉膛底部的水冷风室,通过布置在布风板上的风帽使床料流化,并形成向上通过炉膛的气固两相流;第二路,热风经给煤增压风机后,用于炉前气力播煤。

二次风机供风也分为两路:第一路经空气预热器加热后的二次风直接经炉膛下部前后墙的二次风箱分两层送入炉膛。第二路,一部分未经预热的冷二次风作为给煤机胶带的密封用风。

冷渣器配单独流化风机,向冷渣器提供冷却和流化用风,与冷渣器内的高温渣进行热交换后的出风作为二次风引到炉内。

烟气及其携带的固体粒子离开炉膛,通过布置在水冷壁后墙上的分离器进口烟道进入旋风分离器,在分离器里绝大部分物料颗粒从烟气流中分离出来,另一部分烟气流则通过旋风分离器中心筒引出,由分离器出口烟道引至尾部竖井烟道,从前包墙及中间包墙上部的烟囱进入前后烟道并向下流动,冲刷布置其中的水平对流受热面管组,将热量传递给受热面,而后烟气流经管式空气预热器进入除尘器,最后,由引风机抽进烟囱,排入大气。

“J”阀回料器共配备有三台高压头的罗茨风机,每台风机出力为50%,正常运行时,其中两台运行、一台备用。风机为定容式,因此回料风量的调节是通过旁路将多余的空气送入一次风第一路风道内而完成的。

锅炉冷态启动时,在流化床内加装启动物料后,首先启动风道点火器,在点火风道中将燃烧空气加热至870℃左右后,通过水冷式布风板送入流化床,启动物料被加热。床温上升到煤的着火温度、并维持稳定后,被破碎成要求粒径(0~9mm)的煤粒开始分别由六个给煤口从前墙送入炉膛下部的密相区内,脱硫用石灰石由单独的给料口从前墙同时送入炉膛。

燃烧空气分为一、二次风,分别由炉底和前后墙送入。BMCR工况下正常运行时,占总风量约50%的一次风,经床底水冷风室,作为一次燃烧用风和床内物料的流化介质送入燃烧室,二次风在炉高方向上分两层布置,以保证提供给煤粒足够的燃烧用空气并参与燃烧调整;同时,分级布置的二次风在炉内能够营造出局部的还原性气氛,从而抑制燃料中的氮氧化,降低氮氧化物 NO_x 的生成。

燃烧产生的烟气携带大量床料经炉顶转向,通过位于后墙水冷壁上部的两个烟气出口,分别进入两个汽冷式旋风分离器进行气、固分离。分离后含少量飞灰的干净烟气由分离器中心筒引出通过前包墙拉稀管进入尾部竖井,对布置在其中的高、低温过热器、低温再热器、省煤器及空气预热器放热,到锅炉尾部出口时,烟温已降至较低水平。被分离器捕

集下来的灰,通过分离器下部的立管和“J”阀回料器送回炉膛实现循环燃烧。

根据单位时间内底渣量生成的多少,炉膛下部两侧墙各设有1~2个排渣口,通过调整排渣量大小来控制床层压降,使之维持在合理范围以内,以保证锅炉良好的运行状态。

1.3.2 单烟道纯喷水调温型135MW等级CFB锅炉-II

该炉型为引进ALSTOM-EVT技术,国内设计制造。炉型-I和炉型-II的主要区别在于:

(1) 分离器形式不同。炉型-I采用汽冷冷式分离器,炉型-II采用绝热式分离器。

(2) 再热汽调温方式不同。炉型-I为尾部双烟道,再热汽温主要由挡板调节,喷水微调。炉型-II再热汽温度全为喷水调节。

(3) 炉型-I和炉型-II在风帽形式、点火、给煤,以及诸多细节设计也有明显区别,但总体系统流程比较近似。

炉型-I的分离器和尾部相对复杂些,成本略高,但运行经济性略优。

炉型-II也很成功,在国内有40台的合同,20多台的运行业绩,适用燃料范围广泛,也是国内应用最广的炉型之一。

锅炉采用超高压参数中间再热机组设计,与135MW等级汽轮发电机组相匹配,可配合汽轮机定压(滑压)启动和运行。

锅炉主要由炉膛、高温绝热分离器、自平衡U型回料阀和尾部对流烟道组成。燃烧室蒸发受热面采用膜式水冷壁,水循环采用单汽包、自然循环、单段蒸发系统。采用水冷布风板,大直径钟罩式风帽,具有布风均匀、防漏渣和便于维修等优点。燃烧室内布置双面水冷壁或水冷屏来增加蒸发受热面。燃烧室内布置屏式II级过热器和屏式热段再热器,以提高整个过热器系统和再热器系统的辐射传热特性,使锅炉过热汽温和再热汽温具有良好的调节特性。

锅炉采用2个内径为 $\phi 7.5 \sim \phi 8\text{m}$ 的高温绝热分离器,布置在燃烧室与尾部对流烟道之间,外壳由钢板制造,内衬绝热材料及耐磨耐火材料,分离器上部为圆筒形,下部为锥形。防磨绝热材料采用拉钩、抓钉、支架固定。

高温绝热分离器回料腿下布置一个非机械型回料阀,回料为自平衡式,流化密封风用高压风机单独供给。回料阀外壳由钢板制成,内衬绝热材料和耐磨耐火材料。耐磨材料和保温材料采用拉钩、抓钉和支架固定。

以上三部分构成了循环流化床锅炉的核心部分——物料热循环回路,煤与石灰石在燃烧室内完成燃烧及脱硫反应。经过分离器净化过的烟气进入尾部烟道。尾部对流烟道中布置III级、I级过热器、冷段再热器、省煤器、空气预热器。过热蒸汽温度由在过热器之间布置的两级喷水减温器调节,减温喷水来自于给水泵出口,高压加热器前。冷段再热器和热段再热器中间布置有一级喷水减温器,减温水来自于给水泵中间抽头。III级、I级过热器、冷段再热器,烟道采用的包墙过热器为膜式壁结构,省煤器、空气预热器烟道采用护板结构。

为防止因炉内爆炸引起水冷壁和炉墙的破坏,燃烧室与尾部烟道包墙均采用水平绕带式刚性梁来防止内外压差作用造成的变形。

为加快启动速度,节省燃油,采用了床上和床下联合启动的方式。床下4只启动燃烧器布置在水冷布风板下面水冷风室前的风道内,4只床上启动燃烧器分别布置在布风板上水冷壁的两侧墙。采用滚筒冷渣器除渣。

燃烧室断面呈长方形,燃烧室各面墙全部采用膜式水冷壁,由光管和扁钢焊制而成;底部为水冷布风板和水冷风室。布风板的截面积小于上部燃烧室的截面积,使布风板上部具有合理的流化速度。

燃烧室中上部贯穿炉膛深度布置有双面水冷壁或水冷屏,与前端垂直布置有再热器(热段再热器)和过热器屏(Ⅱ级过热器)。

燃烧室壁面开有以下门孔:

- (1) 固体物料入口(包括煤和石灰石入口)。
- (2) 二次风口及床上启动燃烧器口。
- (3) 测温、测压孔。
- (4) 至旋风筒的烟道。
- (5) 人孔。
- (6) 双面水冷壁或水冷屏、过热器屏和再热器屏穿墙孔。
- (7) 顶棚绳孔。
- (8) 排渣口。

在燃烧室中磨损严重区域,敷设耐磨浇注材料。

双面水冷壁布置在燃烧室中上部与前端垂直,贯穿炉膛深度,由91根管子组成,管子规格为 $\phi 60 \times 6.5\text{mm}$,材料20g。双面水冷壁下部表面覆盖有耐磨浇注料。

1.3.3 双烟道纯挡板调温型 135MW 等级 CFB 锅炉-Ⅲ

该炉型为引进 ABB-CE 公司 FLEXTCHTM 循环流化床锅炉的技术为基础,国内设计制造。炉型-Ⅲ与炉型-Ⅰ和炉型-Ⅱ的主要区别在于:

(1) 分离器形式不同:炉型-Ⅰ采用汽冷冷式分离器,炉型-Ⅱ和炉型-Ⅲ采用绝热式分离器。

(2) 再热汽调温方式不同:炉型-Ⅰ为尾部双烟道,再热器两级布置,再热汽温主要由挡板调节,喷水微调。炉型-Ⅱ再热器两级布置,再热汽温度全为喷水调节,炉型-Ⅲ为尾部双烟道,再热器单级布置于尾部,再热汽温完全由挡板调节。

(3) 风帽:炉型-Ⅰ为小口径柱状风帽或导向风帽,炉型-Ⅱ为大口钟罩风帽,炉型-Ⅲ为鸡爪形风帽。

(4) 点火:炉型-Ⅰ为床下大功率风道点火(无烟煤副辅以床上油枪),炉型-Ⅱ为床下床上联合点火,炉型-Ⅲ为床上油枪点火。床下风道点火与床上点火比较,床下风道点火结构复杂,成本高,但省油。

炉型-Ⅲ也是成功炉型,在国内有20多台的合同,10多台的运行业绩,也是国内运用广泛的炉型之一。

锅炉主要由汽包、悬吊式全膜式水冷壁炉膛、绝热式旋风分离器、U型返料回路以及后烟井对流受热面组成。锅炉的汽包、炉膛水冷壁和尾部包墙部分均采用悬吊结构。旋风分离器和旋风分离器出口烟道搁置在钢架横梁上;一级省煤器管系通过管夹悬挂在承重梁上,通过省煤器框架炉墙立柱及牛腿结构搁置在钢架横梁上;U型回料器和管式空气预热器支撑在钢架横梁上。在J排柱和K排柱中间另设独立小钢架,来承受荷载较大的一级省煤器和管式空气预热器。锅炉炉膛和后烟井包墙过热器整体向下膨胀,锅炉在炉膛水冷壁、旋风分离器和后烟井设置三个膨胀中心,每个独立膨胀的组件之间均有柔性的非金属膨胀节连接。锅炉整体呈左右对称布置,锅炉钢架左右两侧布置副跨,副跨内布置平台通道、省煤器进口管道、主蒸汽管道、再热器进口管道和再热器出口管道。

炉膛上部布置2片水冷屏和12片屏式过热器,其中水冷屏对称布置在左右两侧。炉膛与后烟井之间,布置有两台

绝热钢板式旋风分离器,旋风分离器筒体采用10mm碳钢钢板制成,在烟气侧敷设耐磨层,钢板和耐磨层中间敷设保温材料,在旋风分离器的圆柱体和锥体结合处设置环形支座,搁置在钢架横梁上。旋风分离器下部各布置一台非机械的U型回料器,回料器底部布置流化风帽,使物料流化返回炉膛。在后烟井包墙中间设置隔墙包覆过热器,将后烟井分隔成前后二个烟道,在前烟道内布置再热器,采用过热器悬吊管及吊架悬挂在炉顶钢架上;在后烟道内按烟气流依次布置高温过热器和二级省煤器,高温过热器和二级省煤器管系均搁置在后墙包覆过热器和隔墙包覆过热器上,最终将荷载传递到炉顶钢架上。过热器系统中,在屏式过热器冷热段之间设置一级喷水减温器,在屏式过热器热段和高温过热器之间布置二级喷水减温器,由于循环流化床锅炉具有烟气热偏差小的特性,因此过热蒸汽回路中不采用左右交叉混合,这样可使结构简单合理。在再热器和二级省煤器出口设置烟气调温挡板,通过调节挡板开度改变流经再热器的烟气量,从而控制再热蒸汽出口温度。在再热器二侧进口管道上均设有事故喷水装置,当汽轮机高压缸排汽温度大于设计值时,投入喷水装置,以保证再热器的安全运行。

锅炉采用两次配风,一次风从炉膛底部布风板、风帽进入炉膛,二次风从燃烧室锥体部分进入炉膛。锅炉共设有四个给煤点和四个石灰石给料口,均匀地布置在炉前。炉膛底部设有钢板式一次风室,悬挂在炉膛水冷壁下集箱上。本锅炉采用床上启动点火方式,床上共布置4支(左右侧墙各2支)大功率的点火油枪。同时,在炉膛燃烧室左右两侧各布置一台流化床冷渣器。

该锅炉采用循环流化床燃烧方式。在900℃左右的床温下,燃料、空气以及石灰石在炉膛密相区内混合,煤粒在流态化状况下进行燃烧并释放出热量,高温物料、烟气与水冷壁受热面进行热交换。石灰石煅烧生成CaO和CO₂,CaO与燃烧生成的SO₂反应生成CaSO₄,实现炉内脱硫。烟气携带大量的物料自下而上从炉膛上部的后墙出口切向进入两个旋风分离器,在旋风分离器中进行烟气和固体颗粒的分离,分离后洁净的烟气由分离器中心筒出来依次进入尾部烟道里的高温过热器(再热器)、省煤器和空气预热器,此时烟温降至140℃左右排出锅炉;被分离器捕集下来的固体颗粒通过立管,由U型回料器直接送回到炉膛,从而实现循环燃烧。因此,固体物料(灰、未燃尽炭、CaO和CaSO₄)在整个循环回路内反复循环燃烧,脱硫剂的利用率大大提高。底灰(大渣)通过布置在炉膛两侧的冷渣器冷却,温度降至150℃以下排出。

该锅炉汽包中心标高为47000mm,G排柱至K排柱的深度为37200mm,主跨宽度为21000mm,左右侧副跨宽度均为5000mm。

4台给煤机布置在炉前,连接炉前大煤斗和落煤管,根据锅炉负荷要求的燃料量将破碎后的燃煤输送到落煤管进口。考虑给煤机的检修和燃料的变化,给煤机设计出力应留有100%的备用裕量。在落煤管中,煤粒依靠重力到达炉内给煤口,最终从前墙水冷壁进入炉膛。炉内给煤口布置播煤风,从而在进入炉膛前的落煤管道内和管道的转弯处形成气垫,使给煤顺畅流动,同时也使得煤粒在进入炉膛时具有一定的动能,有利于煤在炉膛床面上均匀分布,防止给煤在局部堆积。落煤管采用外径为 $\phi 457\text{mm}$ 、壁厚为10mm的不锈钢管材料,落煤管下部采用内径为 $\phi 300\text{mm}$ 的内衬陶瓷管,以免堵煤。要求在落煤管的垂直段上设置膨胀节,吸收水冷壁的热位移。

为防止炉膛内烟气反窜到给煤机而烧坏给煤机胶带,必须从一次风机出口的冷风道上引出一股冷风到给煤机和落煤槽,作为密封风来保护给煤机。给煤机密封风进口设置在进煤端,落煤管密封风进口设置在闸板阀的下方。

锅炉设置有4台床上启动燃烧器(出力为 $1 \times 3000 \text{ kg/h}$),油枪采用机械雾化,中心回油。母管进油压力为 3.5 MPa ,流量为 12 t/h 。炉前油系统以蒸汽作为吹扫介质,吹扫压力为 $0.6 \sim 1.0 \text{ MPa}$,温度约 250°C 。

点火油枪采用可伸缩结构,并和炉内耐磨层表面有一定的距离,锅炉正常运行时,可将床上点火油枪退出炉外,同时维持一定的冷却风量,确保燃烧器不被烧损。

锅炉冷态启动时,在流化床内加装启动床料后,首先启动一次风机,使床料微流化,然后启动二次风机并投入点火油枪,按照启动曲线加热床料。在床温升至 650°C 并维持稳定后,方可投煤以确保点火的可靠性。投煤时,可先断续少量给煤,当煤开始燃烧后,加大给煤并可连续启动给煤装置的运行。

1.4 典型200MW级CFB锅炉

1.4.1 带外置式换热器的200MW等级CFB锅炉-I

该炉型为国家科研课题支持下,国内研究机构与锅炉制造商联合开发、制造。采用了国内自主开发的外置式换热器。

锅炉为单汽包,循环流化床燃烧,高温绝热旋风分离器。锅炉总图见图9.7-7。

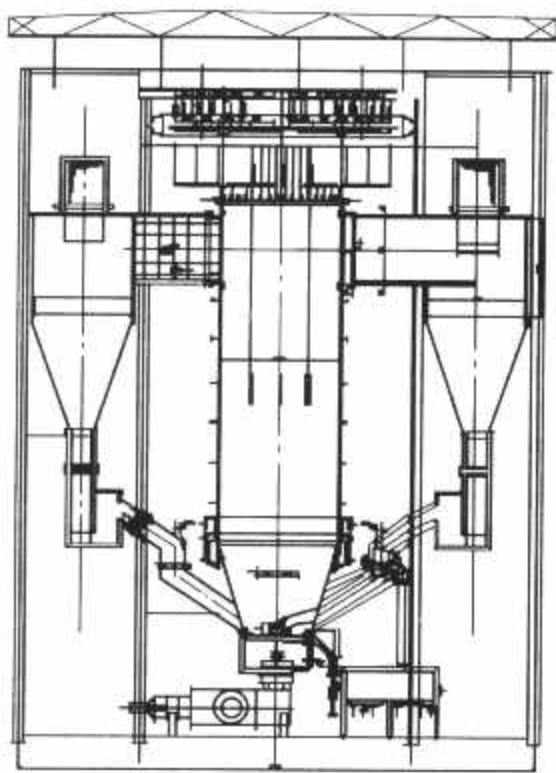


图 9.7-7 带外置式换热器的
200MW 等级 CFB 锅炉总图

锅炉采用四个高温绝热分离器,布置在炉膛两侧的H型结构,炉膛上部布置有过热器屏,同时又有外置式换热器。

锅炉主要由炉膛、高温绝热分离器,自平衡单路U型回料阀和尾部对流烟道组成。燃烧室蒸发受热面采用膜式水冷壁,水循环采用单汽包、自然循环、单段蒸发系统。采用水冷布风板,大直径钟罩式风帽。有三级过热器,Ⅰ级过热器布置在外置床中,Ⅱ级布置在炉膛中,Ⅲ级布置在尾部。再热器两级布置,分别布置在尾部和外置床中。

锅炉共布置4台分流回灰换热器,在分流回灰换热器内

布置有部分过热器和再热器。紧凑式分流式回灰换热器采用空气动力控制循环物料的分流量,同时兼有循环灰的分流、冷却和回送功能。

1.4.2 无外置式换热器的200MW等级CFB锅炉-II

该炉型是在典型135MW循环流化床锅炉技术的基础上,自主开发设计。

该炉型为单汽包、自然循环、循环流化床燃烧方式。锅炉主要由一个膜式水冷壁炉膛、三台汽冷式旋风分离器和一个尾部竖井三部分组成。

炉膛内布置有屏式受热面:九片膜式过热器管屏、六片膜式再热器管屏和二片水冷蒸发屏。锅炉采用炉前给煤,锅炉前墙共设有八台给煤装置,后墙布置有六个回料点;在锅炉前墙同时设有四个石灰石给料口,在前墙水冷壁下部收缩段沿宽度方向均匀布置。炉膛底部由水冷壁管弯制围成的水冷风室。每台炉设置有两个床下点火风道,每个床下点火风道配有两个油燃烧器(带高能点火装置),其目的在于高效地加热一次流化风,进而加热床料。另外,在炉膛下部还设置有六只床上助燃油枪,用于锅炉启动点火和低负荷稳燃。

炉膛与尾部竖井之间,布置有三台汽冷式旋风分离器,其下部各布置一台回料器,回料器采用一分为二的形式,将旋风分离器分离下来的物料经回料器直接返回炉膛。

尾部由包墙分隔在锅炉深度方向形成双烟道结构,前烟道布置了低温再热器,后烟道从上到下依次布置有高温过热器、低温过热器,向下前后烟道合成一个烟道,在其中布置有螺旋鳍片管式省煤器。该炉型采用了管式空气预热器。过热器系统中设有两级喷水减温器,再热器采用烟气挡板调温并布置有事故喷水减温器和微喷减温器。

锅炉整体呈左右对称布置,支吊在锅炉钢架上。

1.4.3 无外置式换热器的200MW等级CFB锅炉-III

该炉型是国家“十五”科技攻关的后续滚动课题“200MW超高压再热循环流化床锅炉技术的开发”的工程示范项目。

炉膛采用单汽包、自然循环、膜式水冷壁全悬吊的封闭结构,炉膛布风板到炉顶的总高度为 38 m ,炉膛横截面积为 178 m^2 。炉膛上部布置过热蒸汽屏和水冷蒸发屏,无再热蒸汽屏。

炉膛布风板和返料器布风板上均布置内嵌逆流柱型风帽。炉膛内采用 9 m 耐磨层高度,采用垂直让管结构。采用前后墙布置的大直径、高流速的二次风加入,前墙布置6台带式给煤机和6根落煤管,石灰石粉采用气力输送的方式从后墙下部的4个二次风口加入炉膛。

三个直径约 8 m 的蜗壳式进口旋风分离器布置在炉膛和尾部烟道之间。每个旋风分离器下部各有一个返料器,将分离下的循环物料送回炉膛。尾部竖井采用双烟道结构,前烟道布置再热器,后烟道布置高温过热器和高温省煤器,合并后的烟道中从上到下依次布置低温省煤器和空气预热器。从转向室至烟气挡板的尾部烟道部分采用过热器包墙。过热器系统中设有两级喷水减温器,再热器的进口管道上布置有事故喷水减温器。

锅炉采用平衡通风,空气采用两级送风,一次风经空气预热器升温后分为两路:第一路由风道引入炉膛底下的一次风室,经布风板进入炉膛;第二路由风道引至炉前的6根给煤管,随给煤一起进入炉膛。二次风经空气预热器升温后由风道引到炉前的二次风箱,从二次风箱引出支管,经喷口进入炉膛。

底渣通过布风板上的5个放渣管排出炉膛,其中4根放

渣管直接与4个滚筒式冷渣器相连,冷渣器将底渣冷却后排列到刮板式输渣系统。

锅炉采用6只床上油燃烧器,分别布置在水冷壁的后墙和侧墙,油燃烧器所需的助燃空气为二次风,可生成900℃左右的热烟气,可将床内物料直接加热到600℃以上。

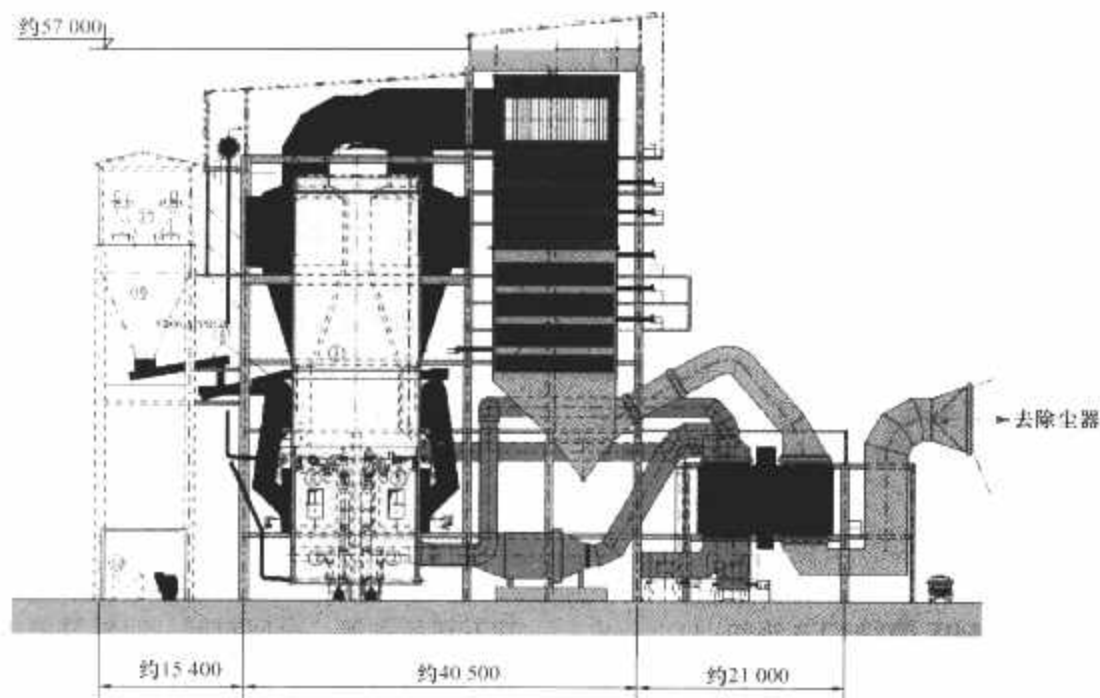


图 9.7-8 带 FBHE 的 300MW 等级 CFB 锅炉整体布置图 (侧视图)

锅炉为单汽包、自然循环、半露天布置的循环流化床锅炉,锅炉整体呈左右对称布置,支吊在锅炉钢架上,采用绝热式高温旋风分离器进行气固分离,采用外置换热器控制床温及再热汽温。

锅炉由五跨组成,第一、二跨布置有主循环回路(炉膛、高温钢板旋风分离器、回料器以及外置式换热器)、冷渣器以及二次风系统等;第三、四跨布置尾部烟道(包括高温过热器、低温再热器以及省煤器);第五跨为单独布置的回转式空气预热器。

炉膛采用全膜式水冷壁结构,炉膛底部采用裤衩型将下炉膛一分为二。布风板之下为由水冷壁管弯制围成的水冷风室。

锅炉采用回料器给煤的方式,四个给煤口布置在回料器的回料腿上,石灰石采用气力输送,8个石灰石给料口布置在回料腿上。在水冷风室之前的两个一次风道内分别布置一台风道点火器,另外在炉膛下部还设置有2×4只不带点火和火检的床上助燃油枪,用于锅炉启动点火和低负荷稳燃。

四台流化床式冷渣器被分为两组布置在炉膛两侧,每台冷渣器有9个排渣口,分别将底渣排到机械除渣系统或地面。

四台绝热式高温旋风分离器布置在炉膛两侧的钢架副跨内,在旋风分离器下各布置一台回料器。由旋风分离器分离下来的物料一部分经回料器直接返回炉膛,另一部分则经过布置在炉膛两侧的外置换热器后再返回炉膛。外置式换热器内布置有受热面,靠后墙外置式换热器内设置有中温过热器(ITS1和ITS2),可以通过控制其间的固体粒子流量来控制炉膛温度;靠前墙外置式换热器内设置有低温过热器(LTS)和高温再热器(HTR),可以通过控制其间的固体粒子流量来控制再热蒸汽温度。

汽冷包墙包覆的尾部烟道内从上到下依次布置有高温过热器、低温再热器和省煤器。空气预热器采用四分仓回转式

1.5 典型 300MW 级 CFB 锅炉

1.5.1 带外置式换热器的 300MW 等级 CFB 锅炉-I

该炉型是引进法国 ALSTOM 公司的 CFB 示范工程,是国内最大的 CFB 锅炉。锅炉整体布置见图 9.7-8。

空气预热器。

燃烧空气分为一次风、二次风,分别由炉底和炉膛下部的四周送入。BMCR 工况下正常运行时,约占总风量 40% 的一次风经床底水冷风室,作为一次燃烧用风和床内物料的流化介质送入燃烧室,二次风在炉高方向上分两层布置,以保证提供给煤粒足够的燃烧用空气并参与燃烧调整;同时,分级布置的二次风在炉内能够营造出局部的还原性气氛,从而抑制燃料中的氮氧化,降低氮氧化物 NO_x 的生成。

床温为 880℃ 左右。燃烧产生的烟气携带大量固体粒子经炉顶转向后,通过位于两侧墙水冷壁上部的四个烟气出口分别进入四台高温旋风分离器进行气-固分离,旋风分离器将大部分固体粒子从气-固两相流中分离出来。由旋风分离器分离下来的物料一部分经回料器直接返回炉膛,另一部分则经过布置在炉膛两侧的四台外置换热器后再返回炉膛,实现循环燃烧。

分离后含少量飞灰的干净烟气由分离器中心筒引出通过两侧包墙进入尾部烟道,对布置在其中的高温过热器、低温再热器以及省煤器进行放热后再进入空气预热器进行换热,到空气预热器出口时,烟温已降至 130℃ 左右。

锅炉设有四台翻墙式流化床冷渣器,通过控制排渣量,使床层压降维持在合理范围内,以保证锅炉良好的运行状态。

1.5.2 带外置式换热器的 300MW 等级 CFB 锅炉-II

该炉型是引进美国 FW 公司的典型设计。

锅炉用风主要分成三路送入炉膛:第一路,经一次风空气预热器加热后的热风进入炉膛底部的水冷风室,通过布置在布风板上的风帽使床料流化,并形成向上通过炉膛的气固两相流。在该路风道上分别设置有一台风道点火器;第二路,经二次风空气预热器加热后的热风,作为二次风分两层从炉膛四周送入炉膛下部;第三路,单独配备的高压流化风机提供的风送至回料器、外置换热器和冷渣器作为流化和冷

却灰渣的介质。

烟气及其携带的固体粒子离开炉膛，通过布置在水冷壁两侧墙上部的分离器进口烟窗进入旋风分离器，在分离器里绝大部分固体颗粒从烟气流中分离出来，而较为洁净的烟气流则通过旋风分离器中心筒引出，通过分离器出口烟道，从包墙上部两侧的烟窗引入尾部烟道，冲刷布置在其中的对流受热面管组，将热量传递给受热面，而后烟气流经空气预热器后进入除尘器，最后，由引风机抽进烟囱，排入大气。

2 主要热力参数

2.1 燃料特性的影响

燃料特性对循环流化床锅炉的设计及运行会有很大的影响。燃料的发热量对给料装置尺寸的确定、燃烧室、颗粒分离设备等的尺寸大小产生影响，对燃烧室、尾部受热面的热量分配产生影响；燃料的灰分对燃料颗粒尺寸的确定、排渣装置的确定及选型有较大的影响；挥发分与固定碳的含量决定了给料方式；燃料中的含硫量确定了石灰石给料系统以及灰处理系统，对床层温度的确定亦有很大的影响，灰的特性对床层的最高运行温度等有决定性的作用，床层只能在灰变形温度以下运行。

除了一些尺寸的确定外，燃料特性对循环流化床的影响主要有：首先，燃料性质决定了燃烧室最佳运行的工况，若燃用高硫燃料，如石油焦、高硫煤时，燃烧室运行温度可取 850℃，以利于最佳脱硫和脱硫剂的应用。若燃用低硫、低反应活性的燃料，如无烟煤、石煤等，燃烧室应运行在较高的床温或较高的过剩蒸汽量下，或二者均较高，以利于最佳的燃烧；第二，煤的元素成分、挥发分的高低与燃烧室的运行工况相结合，决定了循环燃烧系统（燃烧室和外置式流化床换热器等组成的主循环回路）和尾部受热面的热量分配。煤的发热量高、挥发分低、灰分少，则单位质量燃料在主循环回路中的有效放热量就大。相反，在主循环回路中的放热量就小。

表 9.7-1 给出了不同种类燃料所对应的最佳燃烧室运行温度、单位发热量对应的燃烧产物量以及燃烧室出口烟气带走热量。因为燃料中的水分、氢含量均会对主循环回路中的传热份额产生影响。从煤的燃烧反应可知，每千克炭燃烧需 8.89m³（标准状况下）理论空气量，生成 8.89m³（标准状况下）的理论烟气量；每千克氢燃烧需要 26.5m³（标准状况下）的理论空气量，生成 32.1m³（标准状况下）的理论烟气量。当尾部对流受热面进口烟气温度和排烟温度一定时，折算氢、水分低的煤种，循环燃烧系统内的传热量就增大。

表 9.7-1 不同燃料种类对应的最佳流化床温度及热量分配			
燃料种类	最佳燃烧室温度（℃）	燃烧产物量与输入热量之比（kg/MJ）	燃烧室出口带走热量与输入热量之比（MJ/MJ）
废木片	850	0.571	0.571
无烟煤	900	0.436	0.436
褐煤	850	0.443	0.431
6 号油	850	0.432	0.417
石油焦	850	0.431	0.403
烟煤	850	0.426	0.400
天然气	—	0.397	0.391

从表 9.7-1 中可以看出，对于劣质燃料如废木片，则应有约 60% 的热量需带至尾部对流受热面，而对于优质燃料如烟煤等，则只有 40% 的热量带至尾部对流受热面。对于不同燃料，主循环回路与尾部对流受热面的吸热量的分配见图 9.7-9。从图 9.7-9 中可以看出，当燃料质量变差，尾部对流受热面的吸热量增加，主循环回路的吸热量下降。

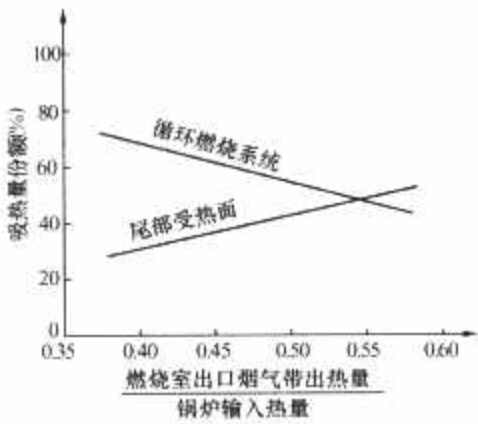


图 9.7-9 主循环回路与尾部对流受热面的吸热量分配

外置式流化床换热器的设置可以调节主循环回路的吸热量而不影响燃烧室的燃烧工况，图 9.7-10 表示出了这种适应性。当然，如果无外置式流化床换热器时，也可以采用调节燃烧室的运行工况来调节主循环回路的吸热量。如当燃料水分提高时，需要降低主循环回路的吸热量，此时可以采用下述方法中的一个或几个来达到，改变床层浓度（可经过调节一、二次风比例或床内载料量来达到），降低床层温度或过剩空气量等，当然这些方法会影响燃烧室的燃烧工况。

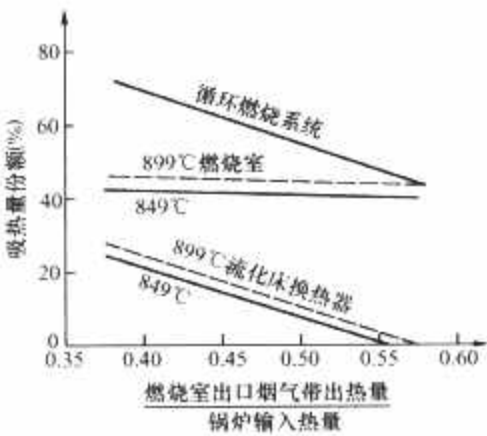


图 9.7-10 不同燃料燃烧室与外置式流化床换热器之间的热量分配

2.2 颗粒粒径的确定

在循环流化床锅炉中，固体颗粒在炉内起着重要的作用，主要的作用如下：

- (1) 燃料颗粒作为燃烧反应的反应物。
 - (2) 脱硫剂颗粒作为脱硫反应的反应物与 SO₂ 反应。
 - (3) 颗粒可以促进床层的轴向和横向热交换，使床内温度分布均匀。
 - (4) 颗粒的存在可以强化传热，颗粒浓度的高低可以控制传向炉膛壁面的热流大小。
 - (5) 如果锅炉设置外置式流化床换热器，则可以将热量输送给外置式流化床换热器，并向尾部烟道输送部分热量。
- 在循环流化床锅炉中，不同尺寸的颗粒呈一定的分布。粗颗粒趋向于聚集在密相区内，而细颗粒则作为飞灰被气流曳带离开分离装置，经过尾部受热面离开锅炉，而中间尺寸的颗粒则在固体颗粒循环回路中循环。但如果燃料颗粒尺寸

选择不当,则可能会破坏循环流化床内的颗粒循环,从而影响锅炉的正常运行。有许多经验证明,燃料颗粒尺寸选择不当,会使锅炉达不到出力或影响正常的燃烧。对于燃料颗粒的粒度,一般认为高灰的燃料宜采用细一些的颗粒尺寸,如 FWEI 公司认为,对于生物质燃料宜采用小于 30~50mm 的颗粒尺寸,低灰煤种颗粒最大尺寸宜小于 10~20mm,对于高灰燃料宜采用小于 2~13mm 的颗粒。但不同的锅炉公司,由于炉型或参数选择上的差别,每个公司均有自己采用的颗粒尺寸范围。Lurgi 公司采用的循环流化床燃料颗粒尺寸也取决于煤种,但该公司认为,对于高灰煤种最佳粒度为 150~250 μm ,一般颗粒在 10mm 以下。Riley/Battelle 公司由于采用高密度床料,其燃料颗粒尺寸一般小于 25mm。在我国,循环流化床采用的颗粒尺寸一般为 0~13mm 或 0~8mm。

如果燃用高灰燃料,则只要燃料颗粒尺寸选择适当,就不需添加循环物料,而燃用低灰低硫燃料,则有可能需添加循环物料,此时添加的循环物料的尺寸也应适当。

图 9.7-11 给出了不同区域的床内颗粒的尺寸。从图 9.7-11 中可以看出,添加的循环物料的尺寸与炉内循环颗粒的尺寸基本相同,这样可以使循环物料能够保证正常的循环。

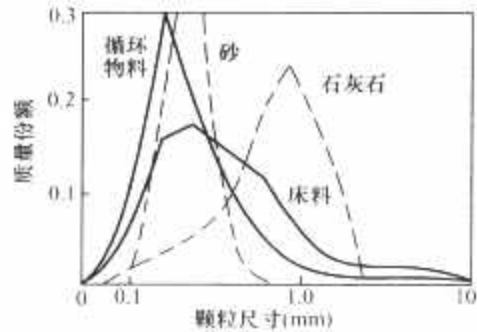


图 9.7-11 循环流化床内的颗粒尺寸分布

床内的颗粒尺寸分布对床内的固体颗粒浓度分布以及传热均有很大的影响,图 9.7-12 表明了颗粒尺寸对床层密度

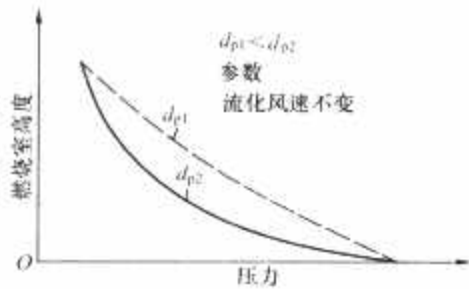


图 9.7-12 颗粒尺寸对床层密度分布的影响

轴向分布的影响,因此颗粒尺寸对炉内传热的影响极大,由于细颗粒在上部区域的密度比粗颗粒高,因此床内传热系数的分布更趋均匀。

2.3 脱硫剂粒径及 Ca/s 摩尔比

在循环流化床的运行过程中,脱硫剂的种类也是十分重要的,因为脱硫反应与脱硫剂的活性有很大的关系。本篇前面已经介绍了脱硫剂活性对脱硫反应的影响,在选择循环流化床脱硫剂时应尽量选择高反应活性的石灰石。

Ca/S 摩尔比的选择在循环流化床锅炉中比较一致,达到 85%~90% 脱硫率时的 Ca/S 摩尔比约 1.5~2.5。煤中含硫量较低,石灰石活性较差,燃烧室温度偏离最佳脱硫温度时取高值。

脱硫剂粒径的选择对脱硫的影响很大,从脱硫反应的角度讲,采用小粒径脱硫剂的优点是十分明显的。本篇第 5 章中介绍了小颗粒的脱硫剂在与 SO₂ 反应后,剩下的未反应核也较小,循环流化床的流体动力特性使得该炉型的锅炉可以使用粒径仅为 100~300 μm 的脱硫剂。但这并不是说循环流化床锅炉中脱硫剂的颗粒粒径越小越好,如果颗粒过细,则细颗粒还没有完全利用之前就已从分离器中逃逸出去。当然,采用特定的石灰石时,存在着一个最佳的石灰石粒径,以便使之达到最大的利用率,但这还要视石灰石的孔隙结构和分离装置的分离特性而定。一般在选择时可考虑石灰石的粒径在运行风速下能被气流夹带上升,但又能被分离器分离。这可由计算得到,作为粗略的估计。在一般选择时可选择 1~2mm 以下。

2.4 物料平衡

在循环流化床运行中必须保持固体物料的平衡,送入循环流化床的固体物料主要是燃料和脱硫剂(有些炉型还有补充床料),燃料中的 C、H、O、N、S、水分会全部转化成气体,其余的固体物料(主要是灰分,还有部分未燃尽炭)应在不同的部位排放以维持炉内物料的平衡。循环流化床锅炉有两个基本的出灰口:一个是尾部的出灰口,一个是流化床的排渣口,一般情况下返料机构(或外置式流化床换热器)下也应排走一部分灰,另外在尾部对流竖井下的转弯烟道也有可能需要排走一部分飞灰。

图 9.7-13 是某电厂一台 300MW 循环流化床锅炉的出灰流程图,该图还表明了 100% 负荷时的灰平衡数据。从该图可以看出,系统共有四个灰渣出口,即流化床燃烧室、外置式流化床换热器、尾部竖井和电除尘器。

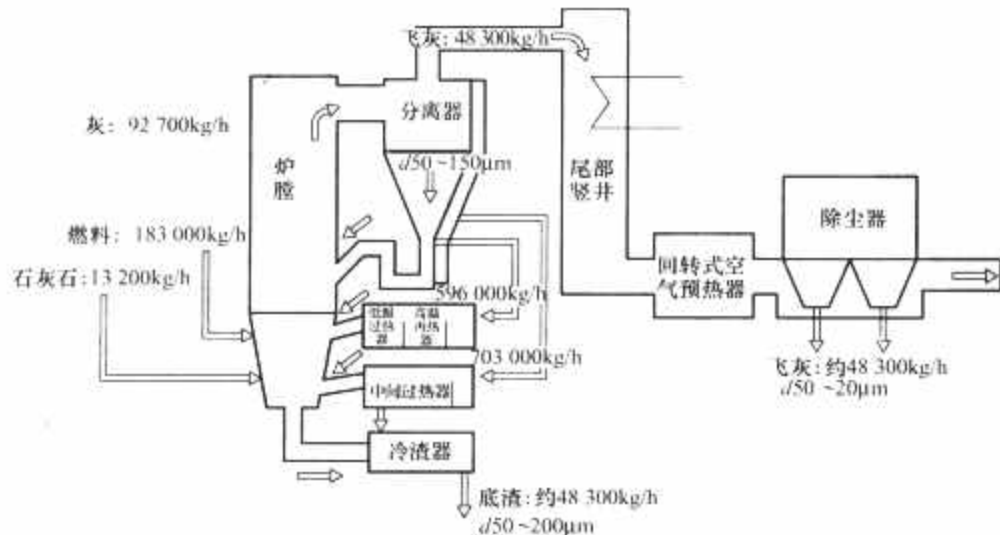


图 9.7-13 物料平衡数据示意

流化床燃烧室排渣主要是排放一些不能被流化风带出床外循环的大颗粒物料，如果不把这些大颗粒物料及时从床内排出，这些物料会在布风板区域越积越多，造成流化质量的下降，从而影响锅炉的正常运行。排渣温度一般等于床温。

外置式流化床换热器排灰量由系统的灰平衡确定，由于在循环流化床内分离器效率较高，燃煤的燃烧灰分也不低，所以在外置式流化床换热器（或返料机构中）排去一部分灰分可以降低尾部受热面的磨损，也可以减轻尾部除尘器的负荷。如果不采用外置式流化床换热器，则排灰温度就是床温，为 850~900℃；如果采用外置式流化床换热器，则排灰温度较低。

尾部对流竖井排灰一般是在对流受热面下的转弯烟道下，利用转弯烟道的惯性力分离一部分灰，但在设计时必须注意的是，当对流竖井中吹灰时，可能会造成该处排灰瞬间较大，在除灰系统的设计时必须予以十分注意，此处的排灰温度近似等于前面对流受热面出口的烟气温度。

除尘器排灰一般与常规的电厂相同。

根据上述物料平衡，可以知道灰渣排放的量。在循环流化床锅炉中还有一个非常重要的物料平衡参数，就是循环物料量，这在设计分离器、返料机构中是一个非常重要的参数，在物料平衡时应予以详细的计算，有关循环物料量的选择、计算，在后面的章节中予以介绍。

2.5 热量平衡及能量分配

在循环流化床锅炉中，燃料在燃烧室内燃烧，燃烧产生的热量一部分由高温烟气带至尾部受热面，但由于高温烟气不可能带走全部燃烧放热，所以必须在固体颗粒循环回路中布置受热面，受热面的不同布置形式就决定了循环流化床的热量分配。

目前常规的循环流化床锅炉中，在固体颗粒循环回路中的受热面布置形式分如下几种：

- （1）在炉膛内布置水冷壁受热面或水冷壁隔墙，这在早期的容量较小、参数较低的循环流化床锅炉中经常采用，但随着锅炉容量的增大、参数的提高，过热或（和）再热吸热量大大增加，所以出现了第（2）种形式。
- （2）在炉膛内布置水冷壁、过热器或（和）再热受热面，如 Pyroflow 型大容量锅炉采用双 Ω 管等结构形式，以弥补仅靠尾部受热面布置过热器、再热器而造成的过热及再热吸热不足；目前，国内的 135MW 等级循环流化床锅炉均采用在炉膛内布置屏式过热器和再热器的方式。
- （3）Lurgi 技术和 Battelle/Riley 等公司从一开始就从另一思路出发，在炉膛内布置部分受热面，而在固体颗粒循环回路上再布置外置式流化床换热器，目前这种受热面布置形式均有大量循环流化床锅炉的实炉运行经验，证明都是可行的。

从目前大容量循环流化床锅炉发展的情况来看，在固体颗粒循环回路中除了布置炉膛水冷壁外，还应布置一部分过热或再热受热面，即上述的第二和第三种受热面布置形式。这两种形式可以说各有千秋，在炉内布置屏式过热器等受热面必须注意磨损问题，在负荷变化时必须改变风速或固体颗粒循环物料量以改变这些受热面的传热系数，因此，控制技术也应该同步发展。在炉膛内布置屏式受热面，或类似于 Pyroflow 型循环流化床锅炉采用 Ω 管等形式，结构比较简单，较好地解决了磨损及控制问题，优点比较明显；采用外置式流化床换热器结构上比较复杂，而且由于冷、热物料的循环必须单独控制，给系统的控制也带来了复杂性，但这种

方案控制比较灵活，而且燃烧与传热分离，可以单独调节使二者均达到最佳，如再热器布量在流化床换热器中，汽温调节比较灵活，甚至无须喷水减温。所以这两种形式均有其优点，可根据不同的情况选用。

不同形式的循环流化床锅炉有不同的能量分配，图 9.7-14 是一台循环流化床锅炉的能量分配图。从图 9.7-14 中可以看出，燃烧室内的蒸发受热面吸热为总吸热量的 23%，流化床换热器吸热占 42%，尾部受热面吸热 35%，流化床密相区唯一的冷却介质为冷的回灰，返回流化床燃烧室内的灰温约为 400℃，加热至 850℃ 几乎需要 90MW 的热量，占燃料带入热量的 40% 以上。

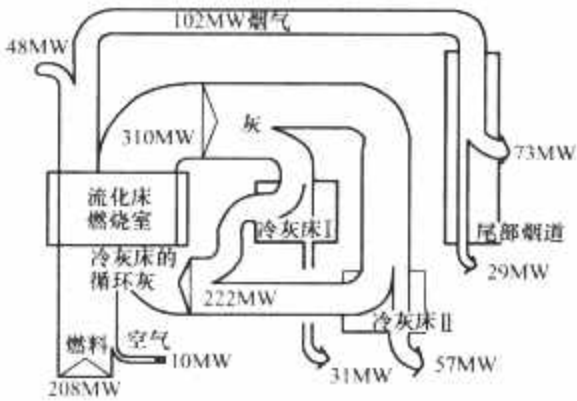


图 9.7-14 循环流化床锅炉满负荷时的能量分配图

锅炉的热平衡计算可采用锅炉计算标准中的方法计算，但循环流化床锅炉一般都要考虑炉内脱硫，因此，必须注意脱硫剂在煅烧及硫酸盐化时的热效应。

2.6 流化风速及热负荷的选择

循环流化床锅炉中的运行风速和断面热负荷的正确选择是非常重要的。如果运行风速提高，则锅炉会更加紧凑，断面热负荷也可以增加，此时为了保证燃料和石灰石颗粒有足够的停留时间和布置足够的受热面，往往采取增加炉膛高度或提高分离器效率来提高循环物料量，这样不仅磨损会增加，而且可能会增加锅炉的造价。虽然燃烧效率可以有所提高，但由于风机等的电耗增加，锅炉岛的整体效率不一定增加。但如果运行风速低，则会给总体燃烧及传热带来一系列的问题，从而发挥不了循环流化床锅炉的优点。这应在二者之间保持平衡，目前运行风速的选择一般都在 4~8m/s。具体选择时必须根据燃用的燃料以及颗粒度等有所变化。表 9.7-2 给出了几台循环流化床锅炉的运行风速，可为设计时作参考。

表 9.7-2 不同容量锅炉的运行风速和断面热负荷								
热功率(MW)	178	208	288	319	48	163	18.5	97
燃料	烟煤	烟煤	烟煤	煤浆	煤浆	烟煤	烟煤	烟煤
热负荷(MW/m ²)	3.5	3.97	3.45	3.38	3.66	2.74	3.57	3.25
风速(m/s)	5.0	5.6	4.9	4.8	5.2	4.0	5.1	4.6
热功率(MW)	422	177	56	422	64	147	124	132
燃料	烟煤	煤屑	烟煤	无烟煤	烟煤	褐煤	褐煤	烟煤
热负荷(MW/m ²)	3.7	3.22	3.57	3.7	5.5	2.53	3.5	5.07
风速(m/s)	5.3	4.6	5.1	5.3	7.8	3.6	5.0	7.2

从表 9.7-2 中可以看出，在循环流化床锅炉发展的初期，选择的风速一般较高，经过一段时间的发展和对已有运行经验的总结，考虑磨损的危险性和降低风机能耗，目前的

流化速度常常较低，一般在 5m/s 左右。

断面热负荷的选择与运行风速的选择是相关的，实际上只要燃料及过剩氧量确定，运行风速与断面热负荷中只要有一个参数确定后，另一个参数也随之确定。从表 9.7-2 中还可以看出，断面热负荷一般可选择在 3~4MW/m²。

2.7 床温的选择及控制

循环流化床锅炉床温的选择一般应考虑如下因素：

- (1) 在该温度下灰不会软化，锅炉无结焦的危险。
- (2) 保证燃烧效率较高，如采用脱硫剂脱硫时还应保证脱硫效率较高。
- (3) NO_x 和 N₂O 排放较低。
- (4) 尽量避免煤中金属升华。

综合第 4 章及第 5 章的结果，可以认为，当燃用的燃料硫分较高时，为了考虑最佳的脱硫结果，同时兼顾高效燃烧的要求，此时床温应控制在 850~900℃，一般不宜超过 900℃。但如果燃用的燃料硫分较低，则可以主要从燃烧效率的角度进行考虑，此时床层温度可以适当高一些，一般可取为 900~950℃，保证床层不结焦。虽然此时 NO_x 排放会稍高一些，但只要采用分段燃烧则相差也不大，而且还可以适当降低 N₂O。

循环流化床锅炉床温的控制目前一般采用在床内布置受热面和布置外置式流化床换热器两大类型。这两种方案的床温控制模式是不一样的，第一种方案主要靠调节返料量来调节床内固体颗粒浓度，以改变水冷壁的传热系数，从而改变床内的吸热量来改变床温；第二种方案则调节进入流化床换热器和直接返回燃烧室的固体物料的比例即可。

2.8 循环倍率及分离器效率的确定

循环流化床锅炉中的物料循环量是设计和运行中最重要的指标之一。它与炉内传热、受热面的结构布置、燃烧特性、燃烧效率、脱硫效率、锅炉自用电率、磨损、积灰、分离效率及分离器的布置方式等密切相关。由于物料循环量的确定是一件非常复杂的工作，长期以来只停留在定性和半经验的基础上，所以不同的锅炉制造厂家所选用的物料循环量数值上可以相差很大。

对于物料循环量，这里提出的一般是指外部循环的循环量，实际上在循环流化床中特别是在高风速下有很大的内循环，即物料在炉内由于壁面效应或遇到内构件等的影响而下落所造成的内部循环，这些循环量就很难考虑。

在循环流化床锅炉中，物料循环量增加会使燃料颗粒和脱硫剂在床内的总体停留时间增加，这样燃烧效率和脱硫效率会提高。由于床内固体颗粒浓度随物料循环量的增加而增加，所以物料循环量增加会使受热面的传热增加从而增加床内受热面的吸热量，但物料循环量的增加会使床层总阻力增加，从而增加风机的压头，致使电耗增加，所以必须进行综合的考虑。从目前物料循环量的选择来讲，有根据燃烧效率高选择物料量的，也有考虑脱硫效率较高而确定循环倍率的等。

浙江大学曾对燃用石煤的循环流化床进行了考虑燃尽所需的循环物料量的计算，认为在锅炉中只有小颗粒参与循环，大颗粒并不参与循环。其设计的煤矸石石煤循环流化床锅炉循环倍率（物料循环量与投煤量之比）为 2.36，对应的炉膛出口固体颗粒质量浓度为 0.5kg/m³，实际小颗粒的循环次数为 12。表 9.7-3 给出了总体循环倍率为 2.36 时，各档颗粒的循环次数以及燃尽所需的循环次数。

表 9.7-3 燃尽所需的循环次数与燃尽时间

颗粒直径 (mm)	0.1	0.5	1.0	2.0	>2.0
最大燃尽时间 (s)	0.68	8.9	23.1	50.1	
运行风速下所需的最大循环次数	0	3.6	7.2	16	床内循环

根据计算，考虑燃烧的循环倍率，如果采用宽筛分床料则为 5 左右，如果采用窄筛分床料则为 10 左右。如果考虑脱硫的要求，则循环倍率需要更高，一般会在 20 以上。但到目前为止，尚未见到考虑最佳脱硫所需的物料循环量的计算式，考虑传热的循环物料的确定更困难一些，因为与传热系数相关的参数更多，目前也尚未见到考虑传热所确定的循环物料量的计算公式。

浙江大学还提出了一个考虑能量平衡的循环倍率的计算方法。根据其初步计算，循环系统能量平衡变化趋势如图 9.7-15 所示。物料循环量的增加可以减少机械不完全燃烧损失，即回收能量 Q_m ，但同时使送、引风机的负荷增加，即传出能量 Q_{out} 。从图 9.7-15 中可以看出，对于循环倍率增大的初期，回收能量 Q_m 的增长速度要超过传出热量 Q_{out} 的速度，但当循环倍率 R 增到了某一定值 R_0 时，两者达到平衡，此平衡点即为能量最优循环倍率，即 ΔQ 达到最大。

$$\Delta Q = Q_m - Q_{out} = \frac{339.39C_{ar}(1-\Phi)}{A_{ar}a_{fh} + R\Phi} - 9.8HR \quad (9.7-1)$$

式中： C_{ar} 、 A_{ar} 分别为燃料收到基含碳量和含灰量； a_{fh} 为飞灰份额； ΔQ 为净回收能量； R 为循环倍率； H 为循环物料做功高度； Φ 为燃料在炉内一次通过时的燃尽率。

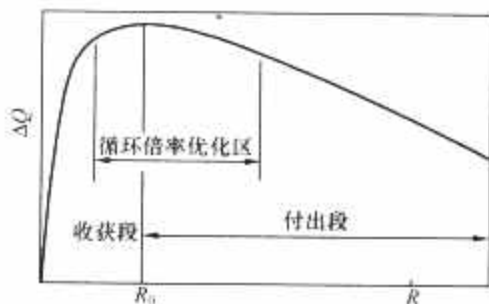


图 9.7-15 循环系统能量平衡图

综上所述，循环倍率如果要考虑较高的脱硫效率时，可以取较高值，即为 20~50，对应的炉膛出口质量浓度为 2~5kg/m³（标准状况下）；如果不考虑脱硫则可以取低值，一般可取 10~20，此时对应的炉膛出口质量浓度为 1~2kg/m³（标准状况下）；如果燃用劣质燃料，则循环倍率可取得更低，即 5~10，对应的炉膛出口固体颗粒质量浓度为 0.5~1kg/m³（标准状况下）。循环流化床锅炉中的循环倍率确定后，只要已知燃料性质、飞灰份额，则分离器效率就可由下式计算

$$\eta = \frac{R}{R + A_{ar}a_{fh}/(1-C_{fh})} \quad (9.7-2)$$

如果在锅炉中添加石灰石脱硫，这一部分的飞灰量可以考虑在式 (9.7-2) 中的 a_{fh} 中，此时 a_{fh} 可能会大于 1。

2.9 其他热力参数的确定

2.9.1 过量空气系数的确定

过量空气系数对循环流化床锅炉的运行影响较大，如果选择过小，则可能燃料不能充分燃烧，使机械不完全燃烧损失增加；如果选择过大，会增加排烟热损失。一般在设计时，可选择燃烧室内的过量空气系数为 1.1~1.2。

2.9.2 排烟温度的确定

循环流化床锅炉的排烟温度选取是否适当,直接影响到锅炉的经济性和运行的安全性。首先从安全运行的角度考虑,如果排烟温度选择过低,对于燃用含硫量较高的燃料,尽管可以采用脱硫措施,但低温受热面的工作可靠性仍会降低。最合理的排烟温度应在高于烟气中蒸汽露点的前提下,依燃料消耗费用和受热面金属消耗的折旧费用之和为最小。

2.9.3 零压点的位置

循环流化床锅炉的零压点一般选择在炉膛内,如稀相区与密相区分界处、炉膛出口等,也有设置在旋风分离器出口的。当炉膛的气密性较好、给料装置的气密性也较好时,零压点可以后移,反之零压点的位置应前移,不然炉膛漏灰会很严重,并且可以简化给料装置的密封要求。

从我国循环流化床锅炉的安装水平看,零压点的位置选择在炉膛内较为合适,最常见的是选择在炉膛出口。

3 炉膛的结构

3.1 炉膛的结构参数

循环流化床锅炉的炉膛结构参数的确定主要包括以下几个方面:

- (1) 炉膛的结构尺寸,包括炉膛的截面尺寸、炉膛高度等。
- (2) 炉膛内受热面的布置。
- (3) 炉膛内各开孔的结构及位置。
- (4) 循环流化床的布风装置等。

下面主要介绍这些参数的确定以及运行或性能参数对炉膛结构的影响。

3.1.1 炉膛尺寸的确定

炉膛尺寸的确定主要包括炉膛的长、宽、高以及是否有截面收缩这一些尺寸的确定。

(1) 炉膛的横截面积。在本章2.6中介绍了床层运行风速或截面热负荷的确定方法。实际上当流化风速确定后,锅炉的横截面积就已经确定了,但长宽比还应予以计算。

(2) 炉膛截面的长宽比。当锅炉横截面积确定后,炉膛的形状可以有多种不同形式,除了早期的循环流化床锅炉外,目前总是采用矩形截面,四周为水冷壁,其长宽比的确定主要应考虑下述因素:

- 1) 炉膛内布置足够的受热面,除了布置外置式流化床的循环流化床锅炉外,大容量循环流化床锅炉都需在炉内布置屏式受热面。
- 2) 二次风在炉膛内应可以足够穿透。
- 3) 固体颗粒给料在横向的扩散。

具体在确定炉膛的长、宽比时,一般还应考虑尾部受热面的布置,使之相适应。其他诸如分离器的布置位置等,也会对炉膛长宽比的确定产生影响。在布置时必须注意:炉膛过深会使二次风在炉内的穿透能力变弱,挥发分在炉膛内的扩散不均匀,故炉膛的深度一般不超过8m,以保证二次风的穿透,长宽比为1:1~2:1都是合适的。

3.1.2 炉膛高度

循环流化床锅炉炉膛高度是循环流化床结构尺寸中的一个关键参数。炉膛越高,则锅炉的钢架就越高,因此锅炉的造价也会提高。因此,在满足锅炉和炉膛的下述要求的情况下,应尽可能地降低炉膛高度。

(1) 保证分离器不能捕集的细颗粒在炉膛内一次通过时能够燃尽。

(2) 炉膛高度应容纳炉膛能布置全部或大部分蒸发受热面。

(3) 炉膛高度应保证返料机构料腿一侧有足够的静压头,从而使循环流化床锅炉有足够的循环物料在循环回路中流动。

(4) 炉膛高度应保证脱硫所需最短气体停留时间。

(5) 炉膛高度应和循环流化床锅炉的尾部烟道或对流段所需高度相一致。

(6) 炉膛高度应保证锅炉在设计压力下有足够的自然循环。

在具体的设计时,一般可根据常规循环流化床锅炉的炉膛高度确定一个数值,布置受热面是否足够,然后考虑分离器的切割直径,再根据上述(1)的要求考虑固体颗粒的燃尽和其他的要求条件,使之满足上述要求即可。

3.1.3 炉膛下部区域

在循环流化床锅炉中,由于空气分成一、二次风送入,在二次风口以下的床层如果截面积保持与上部区域相同,则流化风速会下降,特别是在低负荷时会产生床层停止流化等现象,所以循环流化床锅炉二次风口以下的区域总是采用较小的横截面积。

在设计时截面收缩可以采用两种不同的方法:第一种是下部区域采用较小的截面,在二次风口送入位置采用渐扩的锥形扩口,扩口的角度小于45°;第二种方法是在炉膛布风板以上就呈锥形扩口,这有助于在布风板附近区域提高流化风速,以减少床内分层和大颗粒沉底的可能性。作为一般的考虑,可以使床层下部和上部的流化风速相等,并且使床层下部密相区在低负荷情况下仍能保持稳定的流化。

3.1.4 炉膛内的开孔

在循环流化床锅炉的炉膛中,应送入燃料、脱硫剂、空气、循环物料,排出灰渣,布置烟气的温度、压力测点等,这些都要通过炉膛的开孔来实现。在炉膛内的各种开孔的大小、数量和位置应该适当,应该兼顾物料出入和炉膛水冷壁的性能要求。

3.1.4.1 给煤口

燃料通过给煤口以重力的形式进入循环流化床内,为了防止高温气体从炉内通过给煤口反吹,要求给煤口的压力高于炉膛压力,通常是将进料口和上部的给料装置密封。给料点一般布置在炉膛下部还原区,并尽可能地远离二次风入口点,从而使细煤颗粒在被高速气流夹带前有尽可能长的停留时间。在有些锅炉中煤首先被送入返料机构,在进入炉膛前进行预热,这特别适合于高水分和黏结性强的燃料。

有关给煤口的个数,Tang和Engstrom曾提出一个给煤点可以兼顾9~27m²的床面积。如果燃料的反应活性高,挥发产量高,则可以取低值,反之取高值。表9.7-4给出了不同容量循环流化床锅炉各个给料点输入的热量和对应的床层面积,可供设计时参考。

表 9.7-4 给煤点分布和输入热量

锅炉输入热量 (MW)	给煤点数量	每个给煤点的输入热量 (MW)	每个给煤点的床层面积 (m ²)
750	12	63	20
500	4	125	35
500	8	63	18
375	6	63	24
315	6	53	17
300	6	50	16
120	2	60	15
90	1	90	20
80	2	40	13
60	2	34	9

3.1.4.2 石灰石给料口

由于石灰石的反应速率比煤燃烧速率低得多,而且石灰石给料量少,粒度又较小,所以其给料点的位置及个数不像给煤点那么关键,石灰石可以采用气力输送单独送入床内,也可以将其送入循环物料口或给煤口给入。

3.1.4.3 床层底部排渣口

循环流化床底部的排渣口主要用于床层的最底部排放床料。它的主要作用有二:第一是维持床内固体颗粒存料量;第二是维持颗粒尺寸,不使过大的颗粒聚集于床层底部而影响循环流化床锅炉的运行。

排渣管应布置在床层的最低点,一般可采用两种布置方式:一种是布置在布风板上,即取消一定数量的风帽,而代之以排渣管,排渣管的尺寸应足够大以使大颗粒物料能顺利地通过排渣管排出;第二种方式是将排渣管布置于炉壁靠近布风板处,这样就不需要在布风板上开孔布置排渣管,但在床面较大时,这种形式就比较难布置。

排渣口的个数应视燃料颗粒尺寸而定。当燃料颗粒尺寸较小,且比较均匀时,可采用较少的排渣口,因为此时沉底的大颗粒较少或近乎等于零,此时排渣口的个数可以等于给煤点数;但如果燃用的燃料颗粒尺寸较大,此时应增加排渣口,使可能沉底的大颗粒能及时从床层中排出。

3.1.4.4 循环物料进口

循环物料返料管的几何尺寸的设计在第9章中介绍,这里主要讨论循环物料进口的位置。为了增加未燃尽炭和未反应脱硫剂在炉内的停留时间,返料口一般布置在二次风口以下的密相区内,在这一区域的固体颗粒浓度比较高,设计时必须考虑返料系统与炉膛循环物料入口点处的压力平衡关系,具体的校核方法将在第9章固体物料回送装置中予以介绍。

3.1.4.5 炉膛出口

循环流化床锅炉炉膛出口对炉膛内气固两相的流体动力特性有很大的影响。在第2章中已介绍了炉膛出口结构对床内固体颗粒浓度的影响,采用一定的炉膛出口结构时,固体颗粒浓度会呈倒C形分布,此时固体颗粒浓度比均匀转弯出口高,床内固体颗粒的内循环增加。所以循环流化床锅炉的出口应以采用具有气垫的直角转弯出口为最佳,或采用直角转弯形式的出口,以增加转弯对固体颗粒的分离,从而增加床内固体颗粒浓度,增加颗粒在床内的停留时间。

3.1.4.6 观察孔、防爆门、炉门等

循环流化床锅炉中的观察孔、防爆门等可根据需要而设定。但应该提出的是,由于在循环流化床锅炉中炉膛采用水冷壁结构,设置这些开孔时必须穿过水冷壁,这就会有一个水冷壁的让管问题。在让管时必须注意向炉膛外让管,而不能在炉膛内有任何突出的受热面,否则会引起严重的磨损问题。

3.2 循环流化床内的燃烧份额分布

循环流化床锅炉中的燃烧份额分布是锅炉设计中的最重要参数之一,它直接影响到受热面布置的位置、循环物料入口以及一、二次风的配比等。国内一些循环流化床锅炉投入运行后,发现带不上负荷,要提高负荷时密相区就超温,这实际上是由于密相区燃烧份额实际值比设计值偏大而造成的,此时设计的受热面或循环物料的冷却作用不足而使床温在额定负荷时偏高。

循环流化床锅炉密相区四周均敷设耐火材料,燃料在密相区的传热一般由循环物料来吸收,但如果燃料在密相区传

热过大,或者分离器效率变差,循环物料量偏少,则就会产生超温,所以密相区内燃烧份额的确定就显得特别重要。

在密相区内的燃烧份额与燃料粒径、流化风速、一二次风率、床层温度等有很大的关系。图9.7-16给出了流化风速与密相区燃烧份额的关系。从图9.7-16中可以看出,当粒径一定时,风速增加,密相区的燃烧份额下降。

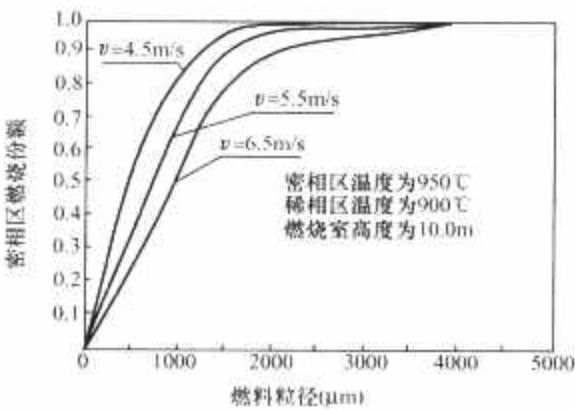


图 9.7-16 密相区燃烧份额与流化风速和燃料粒径的关系

图9.7-17给出了密相区燃烧份额与稀相区平均温度的关系。从图9.7-17中可以看出,当颗粒尺寸较小时,稀相区平均温度增加,稀相区燃烧反应速度加快,从而使稀相区燃烧份额增大,密相区燃烧份额下降。

图9.7-17中同时还给出了密相区燃烧份额与燃料粒径的关系。从图9.7-17中可以看出,当粒径增大时,密相区的燃烧份额增大,这也是非常明显的,因为粒径增大,停留在密相区的颗粒量会增大,从而使密相区内的燃烧份额增大。

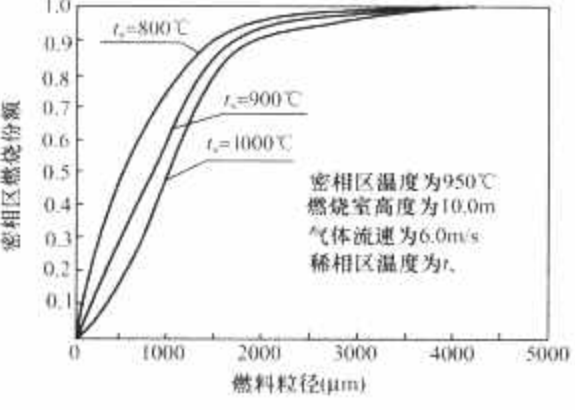


图 9.7-17 密相区燃烧份额与稀相区温度和燃料粒径的关系

图9.7-18给出了稀相区燃烧份额与锅炉负荷的关系。该结果表明,当锅炉负荷增加时,密相区的燃烧份额下降,这是由于为了维持密相区的床层温度,在低负荷时必须增加密相区的燃烧份额,而在高负荷时为了防止床层超温,必须降低密相区的燃烧份额,为此一般通过调节一二次风配比来实现。

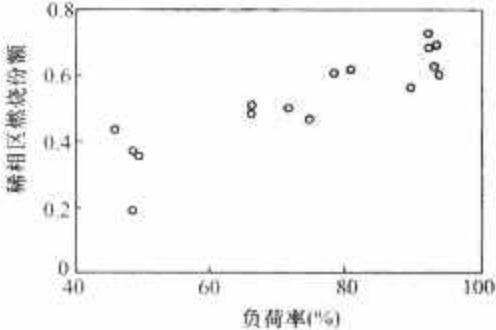


图 9.7-18 稀相区燃烧份额与锅炉负荷的关系

在循环流化床锅炉的设计和运行中,常常用到调节一二次风配比来调节密相区的燃烧份额。在循环流化床锅炉中,二次风一般从稀相区给入,所以二次风一般不会参与密相区的燃烧,此时一次风的比例就是密相区燃烧份额的最大值(当然此时的过量空气系数不应过大)。有时为了控制密相区的燃烧份额,就采用调整一次风率的方法来达到。

对于循环流化床锅炉稀密相区燃烧份额,文献提出了一种计算方法,就是根据颗粒的停留时间以及燃烧速度来确定。实际计算比较复杂,在设计时可以大致根据图 9.7-18 估算。如果采用宽筛分燃料,可以采用鼓泡流化床计算标准中推荐的方法,并考虑一次风率的影响来求得。

3.3 添加脱硫剂对设计的影响

在循环流化床锅炉中,一般采用添加石灰石或白云石来进行脱硫,由于其在炉内需煅烧成 CaO 或 MgO ,此反应为吸热反应。在设计时不但要考虑石灰石加入的物理热,而且也应考虑上述的煅烧反应吸热和硫酸盐化时的放热。

在实际计算时,可将石灰石加入后的物理热损失统一考虑在 q_0 损失中,而单独再考虑一项脱硫反应热,此项可由下面三部分组成

CaCO_3 煅烧热损失

$$q_{\text{CaCO}_3} = \frac{B_{\text{CaCO}_3} \times 1.83 \times 10^3}{B_f Q_{\text{net,ar}}} (\%) \quad (9.7-3)$$

MgCO_3 煅烧热损失

$$q_{\text{MgCO}_3} = \frac{B_{\text{MgCO}_3} \times 1.18 \times 10^3}{B_f Q_{\text{net,ar}}} (\%) \quad (9.7-4)$$

硫酸盐化放热

$$q_{\text{CaSO}_4} = \frac{S_{\text{ar}} \eta_s \times 1.5 \times 10^6}{Q_{\text{net,ar}}} (\%) \quad (9.7-5)$$

式中: B_{CaCO_3} 、 B_{MgCO_3} 为 CaCO_3 和 MgCO_3 的给料量, kg/h ; B_f 为投煤量; $Q_{\text{net,ar}}$ 为燃料的低位发热量, kJ/kg ; η_s 为脱硫率, %。

其他的计算与常规计算相同。

3.4 水循环

在循环流化床锅炉设计中,水循环与常规的锅炉水循环相近。

3.5 蒸汽参数对受热面布置的影响

蒸汽参数的变化对受热面布置的影响主要体现在各受热面吸热量的分配上。当锅炉容量增加时,蒸汽的压力和温度也随之提高,一般给水温度也提高,此时加热和过热所需热量的比例提高,而蒸发所需的热量比例随之下降;当达到临界压力时,蒸发吸热降为零。

对于超高压和亚临界锅炉,在固体颗粒循环回路中必须布置部分过热或再热受热面,因为如果此时采用省煤器,距饱和水的焓差值太大,将炉内水冷壁作为加热受热面会使受热面的布置不经济。此时一般采用两种方法:一种是采用外置式流化床换热器,另一种是在炉内布置过热器和再热器。

3.6 一二次风配比及二次风的位置

在循环流化床锅炉中,为了降低 NO_x 的排放和降低风机的能耗,一般将燃烧用空气分成一二次风送入炉内,一二次风比例的确定主要取决于如下几个因素:

(1) 降低 NO_x 的排放,在第 5 章中已介绍了采用分段燃烧可降低 NO_x 的生成,特别是对于高挥发分的煤种,在

炉膛下部缺氧燃烧时有助于焦炭和 CO 对 NO 的还原,从而使 NO 还原为 N_2 ;从降低 NO_x 的角度来讲二次风率较大为佳,但在实际设计中还必须考虑下述其他因素。

(2) 由于一次风通常由布风板送入,这样一次风就必须克服布风板和循环床底部密相区域的阻力,因而需要采用高压风机,而二次风在炉膛密相区上方给入,风机所需压头较低,可以降低总能耗。

(3) 密相区的流动及燃烧,从考虑脱硝和降低能耗的角度看,二次风率较大为好。但如果二次风率过大,则密相区内颗粒的流动就有一定的问题,因为一次风必须保证密相区颗粒正常流化,而一次风率过低,密相区的截面就必须很小,这样才能保证流化,这是结构设计所不允许的;另一方面从燃烧的角度讲,必须保证在密相区有一定的燃烧份额,由于循环物料是从密相区返回的,温度较低的一次风和燃料亦从此加入,密相区本身作为一个稳定的加热源,必须有一定的燃烧份额,才能保证该区域的温度,如果燃用宽筛分燃料,则本身会有一部分大颗粒停留在密相区,必须在密相区送入足够的气体,以使这部分燃料燃烧及气化(由于气化反应速度远低于燃烧反应,如果空气量不足,大颗粒则会无法燃尽)。

综合考虑上述三方面的因素,当燃用劣质燃料时,应采用较高的一次风率,燃用高挥发分燃料时可采用较低的一次风率。

在循环流化床锅炉中采用二次风后,一般就将床层人为地分成两个区域,下部的密相区和上部的稀相区,二次风口的位置也就决定了密相区的高度。前面已经述及,密相区的作用是使燃料部分燃烧及气化和裂解,同时也作为储热装置,这一区域体积较大的话,就有利于煤的完全裂解和增加变负荷下床内的稳定性,在早期的设计中,一次风区高达 6m。但目前一般都采用较低的密相区以降低能耗,二次风口位置一般离布风板 1~3m,二次风可以单层送入,也可以多层送入,送入口应在炉膛扩口处,以保证上部的燃烧份额。

由于目前对循环床中二次风射流的混合动力学缺乏全面的了解,所以二次风射流的速度及二次风口的个数的最佳参数很难给出,但综合考虑二次风的阻力及炉内的混合状况,在设计时则可选二次风速度为 40~60m/s,具体的数值应综合考虑炉膛宽度、深度及二次风射流的穿透深度确定。

3.7 炉膛的设计步骤

根据以上的讨论,这里再简述一下炉膛设计时的计算步骤:

(1) 根据本章 2.6 节所给出的方法,结合燃料种类和粒度,确定流化风速或容积热负荷。

(2) 根据本章本节所给出的方法,确定一、二次风比例和二次风口的高度,根据前面确定的风速计算出密相区和稀相区的床层截面积。

(3) 根据本章 2.6 节确定循环流化床的循环倍率。

(4) 根据本章本节确定稀相区和密相区的燃烧份额,再根据本章 2.6 节分别进行密相区和稀相区的热量平衡。

(5) 根据本章本节确定炉膛高度。

(6) 根据热量平衡布置炉膛受热面,传热计算可参阅第 3 章给出的计算公式,并根据传热重新确定炉膛高度。

(7) 对比 (5)、(6) 所确定的炉膛高度,一般选用二者之中较大值。如果根据 (5) 选定的炉膛高度高于 (6) 选定的高度,则二者的差值部分可敷设耐火材料。

(8) 再根据本章本节确定炉膛的其他开口,如循环物料出口、排渣口及耐火材料的敷设及防磨等。

实际上,炉膛的设计远比上述讨论的要复杂,在每一步中还要用到其他方面的一些知识,如传热、燃烧、流动等,但由于目前循环流化床锅炉的设计还未成熟,在经验或半经验的基础上的上述设计方法基本能满足目前的设计要求。

4 过热器和尾部受热面

循环流化床锅炉的尾部受热面与常规锅炉基本相同,其主要的不同之处除了结构布置上不同之外,在受热面的布置上还有其一定的特殊性。在循环流化床锅炉中离开固体颗粒循环回路(相当于炉膛出口)的烟气温度比煤粉炉低,也就是说在主循环回路内的传热量份额较大,这就使得在大容量、高参数锅炉中,必须在主循环回路上布置过热和(或)再热受热面,一般采用外置式流化床换热器或炉内屏式受热面。对于省煤器或空气预热器,如果采用组合分离形式,则可能会使这些受热面的固体颗粒浓度过高,应采取特殊的防磨措施,其他均与常规锅炉相同。

对于流化床换热器的结构设计,将在第9章中予以介绍,传热计算可参阅第3章,这里不再赘述。对于过热器、再热器、省煤器和空气预热器,与其他锅炉相同的部分也不再一一赘述。

4.1 尾部受热面的热量平衡

根据不同工质参数所对应的工质吸热量的比例,可以确定循环流化床锅炉是否需要设置外置式换热器或炉内附加受热面来保证床温和过量空气系数不受负荷波动的影响,这些附加受热面一般是指燃烧室中的鳍片式或屏式过热器和再热器。是否需要设置外置式流化床换热器或炉内附加受热面的条件为:90%主循环回路的吸热量大于蒸发需要热量。

上述关系中考虑了省煤器中可以有10%的欠焓,蒸发需要热量可根据锅炉参数求得,主循环回路的吸热量可根据燃料性质求得。

当然前述关系仅适用于高温分离型循环流化床锅炉,如采用组合分离型循环流化床锅炉由于固体颗粒带走的热量较多,则调整主循环回路的吸热量。

4.2 过热器和再热器的设计

4.2.1 屏式过热器和再热器的设计

在循环流化床锅炉炉膛中设置的屏式受热面与常规煤粉炉的屏式受热面的最大区别是受热面的磨损问题。Pyroflow型循环流化床锅炉采用了独特的 Ω 管屏式受热面(见图9.7-19),

此屏式受热面外形是一个方形的结构,这种结构可以有效地防止沿气流方向后面部分受热面的磨损。运行经验表明,这种屏式受热面可以长期运行而磨损不大,这种方案的屏式受热面采用支撑结构,管子从水冷壁侧面穿入炉膛。

屏式受热面也可以采用如图9.7-20所示的结构,为了保证磨损余量,屏式受热面的管束选用厚壁管。最下面的管子附加有保护钢箍和钢板或焊上销钉并敷设可塑料,管束穿过筋板处焊有套管,以使管束可以自由膨胀。

从设计制造来看,采用双 Ω 管的

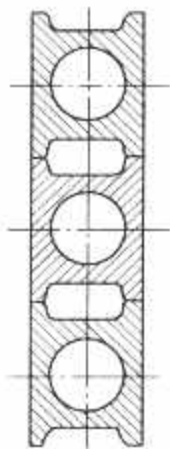


图9.7-19 Ω 管屏截面示意

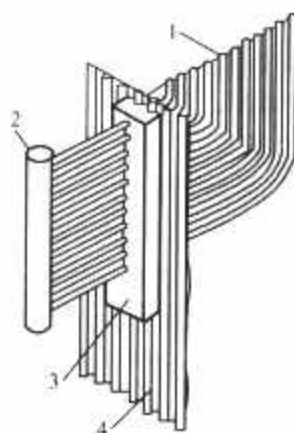


图9.7-20 燃烧室内屏式受热面的结构
1—翼形管;2—联箱;
3—穿墙结构;4—水冷壁

防磨效果较好,运行安全,但其制造工艺比较复杂一些,需采用定制的双 Ω 管材。

屏式受热面的传热计算目前采用半经验的方法,可以根据炉内固体颗粒浓度的分布特性,按双面曝光水冷壁的形式进行设计计算。

4.2.2 对流过热器及再热器的设计

对于采用高温分离型的循环流化床锅炉,其过热器和再热器的设计可以参阅常规的煤粉锅炉中过热器和再热器结构设计方法。由于循环流化床的燃烧温度较低,飞灰的黏性较大,容易在对流受热面上积灰,而飞灰的硬度较煤粉炉低,受热面的磨损较煤粉炉轻,因此,对流受热面的烟气速度可选择高一些。

对于中温分离或组合分离型的循环流化床锅炉,过热器或再热器的设计有其特殊之处,主要原因是由于过热器或再热器区域的固体颗粒浓度会很高。固体颗粒浓度很高的影响首先表现在传热计算上,在目前的计算标准中,辐射传热计算中考虑了由于固体颗粒的存在对辐射传热的影响,而在对流传热系数的计算中,没有考虑颗粒的存在对传热的强化作用,根据试验研究,固体颗粒的存在对表面传热系数有很大的强化作用。许多循环流化床锅炉的运行也证明了这一点,由于计算标准中缺乏对固体颗粒作用的考虑,而在这方面的试验研究结果又比较缺乏,作为目前的一个初步的方法——在固体颗粒浓度不是很高的情况下,采用计算标准计算,布置受热面时将受热面减少10%,然后再适当增大减温装置的方法来处理。

由于固体颗粒的浓度较高,带来的另一个问题是受热面的磨损,在设计时应主要考虑下列几个问题。

(1) 根据试验研究,磨损与颗粒浓度成正比,与烟速的3.6次方成正比,尽管在这个区域固体颗粒浓度较高,但只要适当降低烟速,磨损完全可以控制到与常规锅炉相同。

(2) 采用顺列布置。

(3) 对流过热器或再热器前几排管壁上迎着烟气方向两侧加焊防磨片,蛇形管两端部、管子弯头处加防磨罩。

(4) 防止烟气走廊的形成。

4.3 省煤器及空气预热器的设计

无论是采用高温分离还是中温分离,省煤器工作区域的固体颗粒浓度与常规锅炉相差不大,省煤器的传热计算可以采用常规的计算方法计算。空气预热器的设计可以认为与常规煤粉锅炉相同,可以采用现行的计算标准计算。

第 8 章 循环流化床锅炉的气固分离设备

1 循环流化床锅炉气固分离装置的作用及形式

1.1 循环流化床锅炉气固分离装置的作用

循环流化床锅炉与其他流化床锅炉相比,增加了高温物料循环回路。在锅炉运行时,炉内的床料主要由给煤中的灰、未反应的石灰石、石灰石脱硫反应产物等构成,这些床料在从布风板下送入的一次风、和从布风板上送入的二次风的作用下处于流化状态,部分颗粒被烟气夹带在炉膛内向上运动,在炉膛的不同高度一部分固体颗粒将沿着炉膛内壁下落,形成物料的内循环;其余固体颗粒被烟气夹带进入分离器,利用分离器的分离作用实现气固两相分离,将烟气中夹带的绝大多数固体颗粒分离下来;并通过回料阀将分离器分离下来的固体颗粒返回炉膛,以维持炉膛的快速流态化运行,保证燃料和脱硫剂多次循环,反复燃烧和反应。

循环流化床锅炉的分离机构是循环流化床锅炉的关键部件之一,其分离回送装置示意图如图 9.8-1 所示,其主要作用是将大量固体颗粒从气流中分离出来,送回燃烧室,以维持燃烧室的快速流态化状态,保证燃烧和脱硫剂多次循环、反复燃烧和反应,这样才有可能达到理想的燃烧效率和脱硫效率。因此,循环流化床分离机构的性能,将直接影响整个循环流化床锅炉的总体设计、系统布置及运行性能。

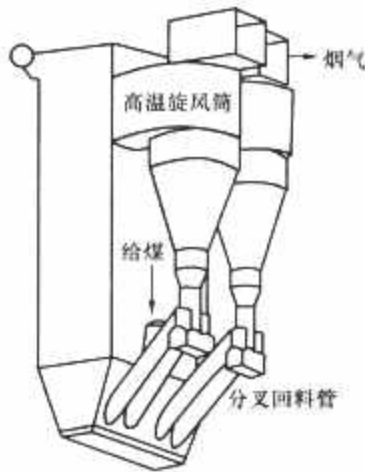


图 9.8-1 分离回送装置示意

1.2 循环流化床锅炉气固分离装置的要求

循环流化床锅炉的分离机构必须满足下列几个要求:

- (1) 能够在高温条件下正常工作。
- (2) 能够满足极高浓度(颗粒质量浓度可达 $5 \sim 50\text{kg}/\text{m}^3$)载粒气流的分离。
- (3) 具有低阻力特性,分离器的阻力增大将增大风机的压头,增加能耗。
- (4) 具有较高的分离效率,因为循环倍率是靠分离器的效率来保证的。
- (5) 能够与锅炉设计的流程相适应,使锅炉结构紧凑,

布置合理。

1.3 分离器效率对循环流化床锅炉运行的影响

循环流化床锅炉分离器将直接影响整个锅炉运行的工作性能,以 Nucla 电站 110MW 循环流化床锅炉为例,来说明分离器效率对循环流化床锅炉工作性能的影响。Nucla 电站曾对已运营的分离器进行了改造,改造后分离器效率提高,并对分离器改进前后循环流化床锅炉的运行性能进行了测试,结果表明,分离器效率变化对炉膛床料粒度、底渣粒度、燃料停留时间、飞灰和底渣排出比例以及对整个锅炉的经济性产生了明显影响。图 9.8-2 为分离器改造前后分离效率变化对锅炉运行性能的影响情况。

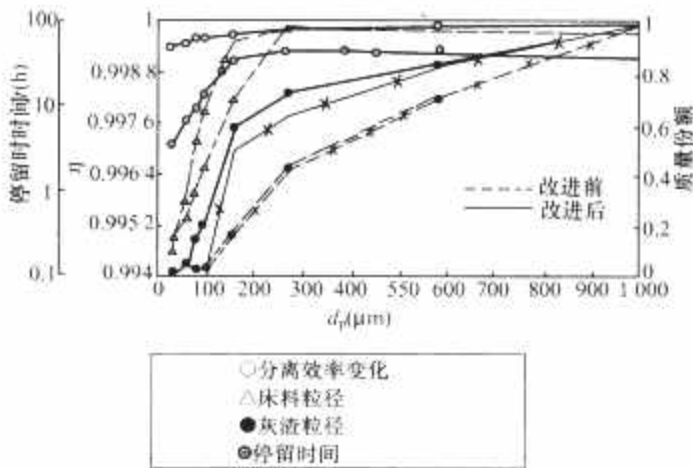


图 9.8-2 改造前后分离器效率变化对锅炉运行的影响

从图 9.8-2 可以看出,分离器改进后,对 $0 \sim 200\mu\text{m}$ 颗粒的分离效率提高了。如对 $100\mu\text{m}$ 颗粒,原分离效率为 99.82%,现分离效率为 99.98%。分离效率提高后,床料粒度变细,排出底渣粒径变细;分离效率提高后,细颗粒($d_p < 1000\mu\text{m}$)停留时间增加,而大颗粒停留时间略有减小;分离效率提高也有利于锅炉燃烧效率和 CaO 利用率的提高,降低 Ca/S 摩尔比,提高脱硫效率。

此外分离效率提高后,有更多物料被送回炉内,炉内颗粒浓度增加,受热面传热系数增加。因此,分离器改进后,炉内热负荷增加和传热系数增大,减少了锅炉受热面积和炉膛高度,从而降低整个锅炉结构的造价和运行费用。

1.4 循环流化床锅炉气固分离装置的形式

气固分离装置在循环流化床锅炉中起重要作用,但分离器在锅炉中的位置不同,起的作用也不同。布袋除尘器和静电除尘器布置在温度较低的锅炉尾部以减少细粒排放,而旋风分离器和惯性分离器则布置在锅炉的循环回路内,以实现高温物料在炉内的循环。

循环流化床锅炉的分离器形式有很多种,主要有内衬一定厚度耐火材料制成的高温旋风分离器、衬以少量隔热材料的水冷或汽冷高温旋风分离器、水冷方形旋风分离器、惯性分离器等。

1.4.1 高温旋风分离器

高温旋风分离器结构简单,分离效率高,在大型循环流

化床锅炉中得到了广泛应用。其典型结构有以下两种主要形式：

(1) 绝热式高温旋风分离器。分离器内部敷设有防磨层、绝热层和保温层，该类型的分离装置占了现有循环流化床锅炉分离装置中的绝大部分。Lurgi 公司、Ahlstrom 公司、Riley 公司、Alstom 公司及国内几大锅炉制造厂家均采用了此类形式的旋风分离器。

目前该类分离器分离效率高、运行情况良好，但体积较大，受分离器最大尺寸的限制，大型循环流化床锅炉必须配备多个分离器；分离器工作温度较高，需用的耐火和保温材料较厚，启动时间较长；且散热损失相对较大，如果燃烧组织不良，还会在旋风分离器内产生二次燃烧。

(2) 水冷、汽冷式旋风分离器。整个分离器设置在一个汽冷腔室内，Foster Wheeler 公司在其设计的循环流化床锅炉中采用该类型分离器。采用这种分离器不需要很厚的绝热层，可以节省材料降低热损失和缩短启停时间，但工艺要求高，制造上相对复杂，造价昂贵。

Ahlstrom Pyropower 则提出水冷方形旋风分离器概念，并将其用于紧凑型循环流化床锅炉的设计之中，他们将圆形分离器改成方形四面由平面水冷壁组成的分离器，大大简化了整个分离器的制造和安装工艺。

此外，浙江大学和华中理工大学分别提出了与锅炉烟气流相适应的下排气式旋风分离；清华大学、东北电力学院等单位提出了水冷卧式（水平）旋风分离器，这些不同形式的旋风分离器已成功应用于小容量的流化床锅炉中。

1.4.2 惯性分离器

惯性分离器结构简单，易于与整个锅炉设计相适应，制造简单、启停快，但分离效率较低，该型分离器种类较多，典型的有：瑞典 Studsvik Energi Teknik AB 公司设计采用的迷宫式惯性力分离器，采用槽形梁作分离元件；德国 Babcock & Wilcox 公司设计采用 U 形梁惯性分离器。浙江大学提出了采用对流管束加鳍片作为分离元件的惯性分离器方案，清华大学提出了平面流分离装置，中科院工程热物理所提出了百叶窗式分离器，它们都已成功应用于小型循环流化床锅炉中。

惯性分离器由于不需要很厚的保温层，分离器四周可较容易地布置受热面，结构比较紧凑，启停比较容易；且分离器阻力相对较小，利于降低能耗，但分离效率较低，很难保证较小颗粒，特别是脱硫剂的循环燃烧和燃尽。

2 高温旋风分离器

2.1 高温旋风分离器的主要形式及尺寸

旋风分离器是利用旋转的含尘气流所产生的离心力，将颗粒从气流中分离出来的一种干式气—固分离装置。旋风分离器的种类繁多，分类也各有不同，按其性能可分为：

(1) 高效率旋风分离器。其筒体直径较小，主要用来分离较小的粉尘，其分离效率一般都在 95% 以上。

(2) 高流量旋风分离器。其筒体直径较大，用于处理很大的气体流量，其分离效率较低，一般在 50%~80%。

(3) 介于上述两者之间的通用型旋风分离器。用于处理中等气体流量，其分离效率一般在 80%~95%。

按其结构形式，可分为：长锥体旋风分离器、圆筒体旋风分离器、扩散式旋风分离器、旁通型旋风分离器。

按其组合、安装形式可分为：内旋风分离器、外旋风分离器、立式与卧式旋风分离器、单筒和多筒旋风分离器。

按气流导入情况（切向导入或轴向导入），气流进入后的流动路线（反转、直流）以及带二次风形式，可大致分为以下几种。

2.1.1 切流反转式旋风分离器

这是旋风分离器最常见的形式。含尘气体由筒体的侧面沿切线方向导入，气流在圆筒部旋转向下，进入锥体，到达锥体的端点前反转向下，清洁气流经中心排气管排出旋风分离器。

根据不同的进口形式，可分为蜗壳进口式 [见图 9.8-3 (a)]、螺旋面进口式 [见图 9.8-3 (b)]、狭缝进口式 [见图 9.8-3 (c)]。该种分离器可卧式布置 [见图 9.8-3 (d)]。

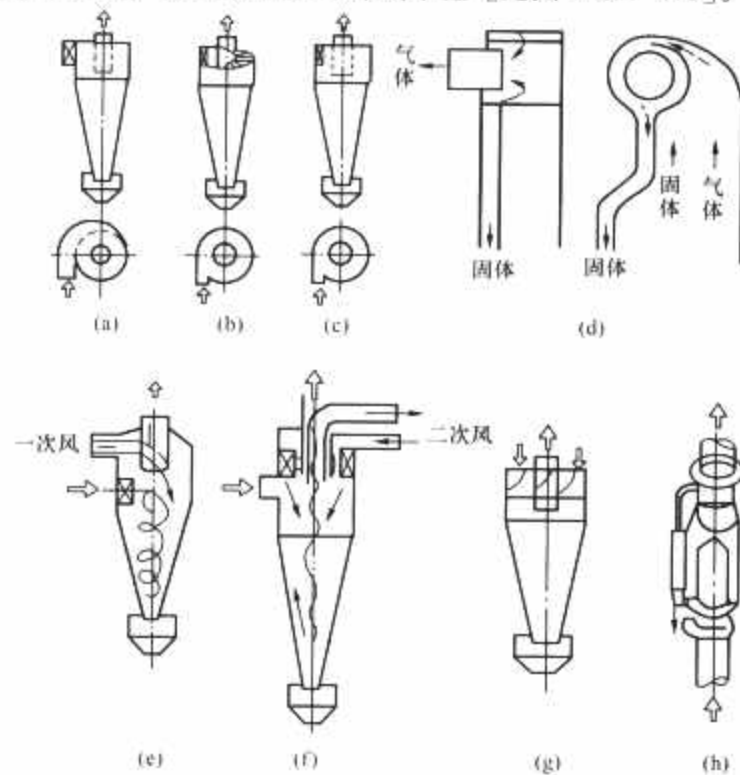


图 9.8-3 各种类型的旋风分离器

(a) 蜗壳进口式；(b) 螺旋面进口式；(c) 狭缝进口式；
(d) 卧式布置（切向入口周边卸料）；(e) 带一次风；
(f) 带二次风；(g) 轴流反转式；(h) 轴向直流式

2.1.2 轴流式旋风分离器

轴流式旋风分离器是利用导流叶片使气流在旋风分离器内旋转。除尘效率比切流式旋风分离器低，但处理流量较大。根据气体在旋风分离器中的流动情况又可分为：轴流反转式 [见图 9.8-3 (g)]、轴向直流式 [见图 9.8-3 (h)]。这种分离器也可以卧式布置。轴向直流式的压力损失最小，尤其适用于动力消耗不宜过大的地方，但除尘效率较低。

工业中使用的垂直逆流旋风分离器，通常按一定的几何尺寸比例进行设计，按这种比例设计的旋风分离器能保持相近的性能。表 9.8-1 给出了几种典型旋风分离器的大致比例尺寸。

表 9.8-1 垂直逆流旋风分离器的标准尺寸（见图 9.8-5）

推荐值	$\frac{a}{D_0}$	$\frac{b}{D_0}$	$\frac{D_c}{D_0}$	$\frac{h_c}{D_0}$	$\frac{h}{D_0}$	$\frac{H}{D_0}$	$\frac{D_1}{D_0}$	N_h	$\frac{q}{D_0^2}$
a. 高流量	0.75	0.375	0.75	0.875	1.5	4.0	0.375	7.2	4.58
b. 高流量	0.8	0.35	0.75	0.85	1.7	3.7	0.4	7.0	3.47
c. 通用型	0.5	0.25	0.5	0.6	1.75	3.75	0.4	7.6	1.86
d. 通用型	0.5	0.25	0.5	0.625	2.0	4.0	0.25	8.0	1.91
e. 高效率	0.44	0.21	0.4	0.5	1.4	3.0	0.4	9.2	1.37
f. 高效率	0.5	0.22	0.3	0.5	1.5	4.0	0.375	5.4	1.53

注 a 为分离器入口高度，m；b 为分离器入口宽度，m； D_0 为分离器直径，m； D_c 为排气管直径，m； D_1 为分离器排灰口直径，m； h_c 为排气管插入深度，m；h 为分离器筒体高，m；H 为分离器总高，m；q 为入口气体流量， m^3/s ； N_h 为入口速度系数， $N_h = cab/D_0^2$ ， $c=7.5\sim 18.4$ 。

2.2 高温旋风分离器的结构及特性尺寸

2.2.1 高温旋风分离器的特性尺寸

循环流化床锅炉高温旋风分离器中固体浓度很高，且要处理大量高温烟气，旋风分离器直径越小分离效率越高，但小旋风分离器很难敷设耐火衬垫，同时很难在高温（800~900℃）使用金属结构，因此大型循环流化床锅炉都采用一个或多个大直径的旋风分离器。大型循环流化床锅炉的旋风分离器的主要特征见表 9.8-2 和表 9.8-3，从表 9.8-2 和表 9.8-3 中可以看到，旋风分离器的直径可达 7~10m。

图 9.8-4 和表 9.8-4 为典型的循环流化床锅炉燃烧室和高温绝热旋风分离器尺寸比较，从表 9.8-4 可以看出，旋风分离器尺寸和燃烧室相近。

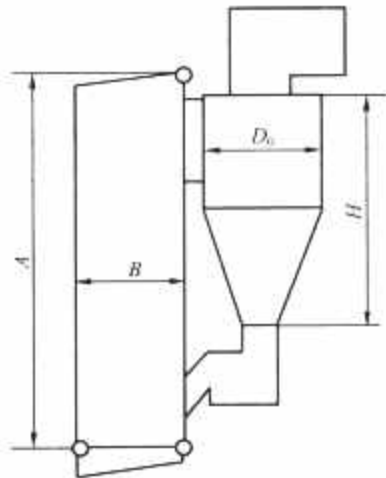


图 9.8-4 典型的燃烧室和旋风分离器尺寸

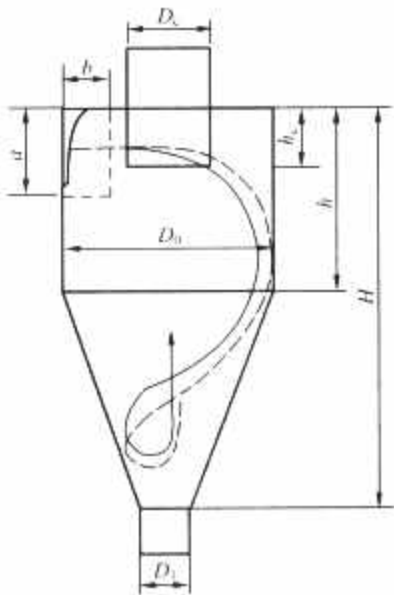


图 9.8-5 典型垂直轴切向入口逆流旋风分离器

2.2.2 高温旋风分离器的主要结构

高温旋风分离器外壳为一定厚度的钢板，内部为较厚的防磨层和绝热层，此类型的分离器占了已运行的和正在建造的循环流化床分离器的绝大部分。

高温旋风分离器在设计上基本套用了常规旋风除尘器的设计方法。其主要部件有：分离器入口烟道、分离器筒体、分离器中心筒等部分。由于磨损速率是固体浓度、速度、粒子特性及流道几何形状的函数，所以循环流化床锅炉在分离器易磨损的区域，采用非金属耐磨耐火材料作为防磨衬里。而分离效率与分离器内的耐磨耐火材料的脱落、结焦等情况的出现有直接影响。分离器内耐磨耐火材料的好坏直接影响分离效果的好坏，也直接影响循环物料的粒径分布和物料的正常平衡状态，影响锅炉负荷等性能参数。

高温旋风分离器的分离效率高，运行状况良好，但体积较大，大容量的循环流化床锅炉必须配用多个分离器，且工作温度较高，需用的耐火和保温材料较厚，启动时间长，而且相对来讲散热损失也较大，对于不同等级、燃烧不同煤质的 CFB 锅炉来说，分离器的数量、布置的方式是不同的。

高温旋风分离器各部分结构主要有以下几个。

2.2.2.1 进口烟道

进口烟道的形式、形状和进口面积直接影响到气固两相流在分离器内的运动，是影响分离器的分离效率和阻力的主要因素。如图 9.8-6 所示，进口烟道以切向进口方式应用较多。切向进口方式中，普通切向进口（平顶盖）结构布置方

表 9.8-2 大型循环流化床锅炉旋风分离器的特性尺寸（见图 9.8-5）

推荐值	$\frac{a}{D_0}$	$\frac{b}{D_0}$	$\frac{D_c}{D_0}$	$\frac{h_c}{D_0}$	$\frac{h}{D_0}$	$\frac{H}{D_0}$	$\frac{D_1}{D_0}$	半锥角	D_0 (m)
装置 A	0.75	0.725	0.47		1.75	3.9	0.146	11.6	5.46
装置 B	0.83	0.33	0.45		1.08	1.8	0.52	18.7	7.7
装置 C	0.81					2.79			4.3
装置 D	1.84				1.01	2.37			5.9

注 旋风分离器 AB 的圆锥斜度较大，以增加分离效率。

表 9.8-3 大型循环流化床锅炉旋风分离器的特性参数

热功率	MW	75	124	230	327	422	670	1025
旋风分离器数量	个	2	2	2	2	4	4	4
筒体直径 D_0	m	4.1	4.1	6.8	7.0	7.1	7.2	7.8
气体流量 q	$\times 10^3 \text{ m}^3/\text{h}$	0.19	0.325	0.6	0.85	0.55		
入口气流速度 v	m/s	25	43	23	38	24		

注 1 设旋风分离器入口面积为筒体直径的平方除以 8。

2 气体流量为 850℃ 下单个旋风分离器入口流量。

表 9.8-4 旋风分离器尺寸（见图 9.8-4）

蒸发量 (t/h)	A (m)	B (m)	D_0 (m)	H (m)	旋风分离器个数
90	15.2	3.7×7.7	4.6	7.6	2
150	29	5	4.5	16	1
220	30	4.5×6	6	12	2
440	35	6.7×15	7	23	2
670	35	7.5×26	7.5	24.5	3

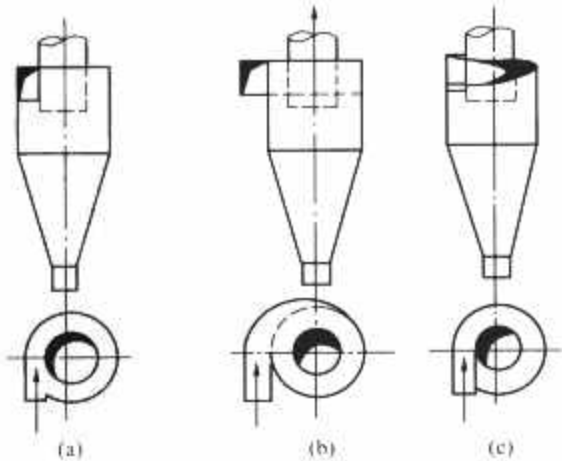


图 9.8-6 典型旋风分离器进口形式
(a) 普通切向进口（平顶盖）；(b) 蜗壳式切向进口；
(c) 下倾螺旋面切向进口

便,因此大多采用这种方式。蜗壳式切向进口可以减小分离器的阻力,提高处理气流量。顶盖为下倾螺旋面切向进口方式,可以消除平顶盖方式中上涡流的不利影响,有利于提高分离效率,但机构复杂,可代之以分离器入口烟道下倾方式。

2.2.2.2 筒体

典型的旋风分离器由上部筒体和下部圆锥体组成。从理论上说,分离器高度越大,气流在其中旋转圈数越多,停留时间越长,分离效率越高。但分离器高度过大,分离效率增加很慢。筒体太高,旋转速度下降,到圆锥体时离心力将全部消失,因此考虑到分离器的投资、炉膛高度的限制、以保证有足够的返料腿高度等因素,循环床锅炉中,一般高度不可取得太大。

圆筒体直径对分离效率有很大影响。筒体直径越小,离心力越大,分离效率越高。筒体直径一般应根据所处理的气流量而定。圆筒体直径越大,进口流速要相应提高,以保证分离效率。但由于阻力正比于进口流速的平方,要控制阻力,进口流速也不能太高,因此限制了圆筒体直径的增加。这时应考虑几个分离器并联使用,以满足对分离效率和阻力的设计要求。同时,应当保证气流在并联的各分离器中的均匀分布,否则会使总分离效率降低。

下部圆锥体虽然并不是旋风分离器必须具有的部件,但圆锥体对分离器的性能还是具有相当的作用的。采用圆锥体可使主气流易于由下向上变成向上流,由于其截面积向下不断缩小,颗粒在离心力作用下移向器壁的距离也不断缩短,切向速度可不断增大,对颗粒的分离有利,但相应的阻力要增加。同时,它也有利于将捕集的颗粒送到排料管。

在分离器筒体内部同样采用耐磨砖衬里加保温砖形式,并利用分层拉钩砖结构可有效防止耐磨耐火砖的脱落。分离器的圆筒部分及锥段部分均采用楔形耐磨砖与拉钩砖配合的结构,如图 9.8-7 所示,任何一块独立的耐磨耐火砖几乎没有可能脱落。

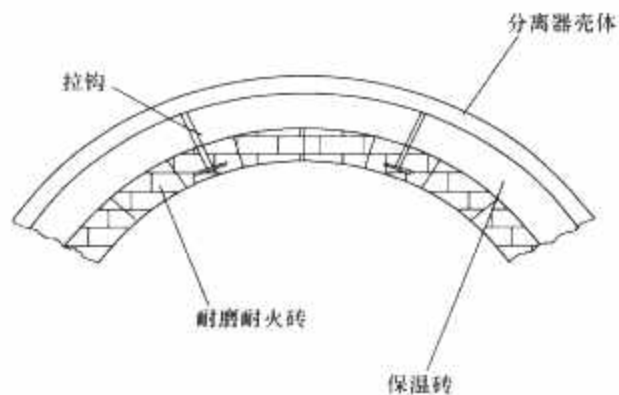


图 9.8-7 典型分离器筒体内部耐磨砖衬里加保温砖形式

分离器筒体和锥段在适当高度设有高温热强钢制造的砖托,它可以把内衬的耐磨耐火材料重量分层传递到钢壳上,并在耐磨耐火砖或耐磨耐火浇注料的各个方向留有足够的膨胀缝,以防止热膨胀产生应力而破坏耐磨耐火材料进而导致的脱落。预留的膨胀缝中需充填耐高温的耐火纤维毡,防止灰进入膨胀缝中。通过设计有足够的膨胀间隙,因此可以保证耐磨砖的膨胀空间,从而避免出现“鼓包”等现象。

2.2.2.3 中心筒

进入旋风分离器的气流旋转到锥底后,折转向上成为内旋流,然后由中心筒排出。中心筒通常应插入到分离器内一定的深度,使它与圆筒体内壁形成环形通道。因此,该通道

的大小及深度,即中心筒的大小及深度都对分离效率和阻力有显著的影响。

由于中心筒位于分离器顶部中心位置,且要深入分离器内一部分,因此中心筒上不用附耐磨材料,而采用耐高温及抗磨的合金钢作为制造材料。

2.2.3 高温旋风分离器的主要形式

在大型循环流化床锅炉中,垂直轴切向入口和轴向卸料形式切流式反转旋风分离器被广泛使用。旋风筒上部为圆筒形,下部为锥形。气固混合物通过矩形导入管切向进入旋风分离器,旋风分离器的圆形筒体和气体的切向入口使气固混合物进入围绕旋风分离器的两个同心涡流,外部涡流向内,内部涡流向上。分离的固体沿壁面滑下,在旋风分离器的锥形段底部堆积,通过回送装置重新进入炉膛。相对干净的气体通过内部涡流向上移动,经旋风分离器顶部的中心垂直出口离去,进入锅炉尾部。

2.2.3.1 汽冷式高温旋风分离器

整个分离器设置在一个汽冷腔室内,分离器内不需要很厚的绝热层,可以节省材料降低热损失和缩短启停时间,但工艺要求高,制造上相对复杂,造价昂贵。下面以 135MW 机组锅炉所配的汽冷式高温旋风分离器为例,介绍其结构和特性参数:

(1) 旋风分离器进口烟道。旋风分离器进口烟道由汽冷膜式壁包覆而成,内敷耐磨材料,上下集箱各一个。旋风分离器进口烟道同样是由管子加扁钢的膜式壁结构组成。蒸汽自旋风分离器进口烟道下集箱由四根连接管引到递至旋风分离器下部环形集箱,蒸汽通过旋风分离器管屏的管子以平行方式向上流至上部环形集箱,该集箱通过连接管与尾部侧包墙上集箱相连。

(2) 旋风分离器筒体。旋风分离器上半部分为圆柱形,下半部分为锥形。烟气出口为圆筒形钢板件,形成一个端部敞开的圆柱体。细颗粒和烟气先旋转下流至圆柱体的底部,而后向上流动离开旋风分离器。粗颗粒落入直接与旋风分离器相连接的回料器立管。

旋风分离器为膜式包墙过热器结构,其顶部与底部均与环形集箱相连,墙壁管子在顶部向内弯曲,使得在旋风分离器管子和烟气出口圆筒之间形成密封结构。

旋风分离器内表面敷设防磨材料,其厚度距管子外表面约 25mm。

旋风分离器中心筒由高温高强度、抗腐蚀、耐磨损的奥氏体不锈钢钢板卷制而成。

2.2.3.2 绝热式高温旋风分离器

旋风分离器上半部分为圆柱形,下半部分为锥形。总体结构与汽冷式类似,但技术流派的不同,详细比例尺寸略有不同。分离器入口烟道,有采用蜗壳式预分离的,也有直接切向进入的。

旋风分离器外侧采用钢板制造,内设耐磨层和绝热层,总壁厚达到约 400mm,质量大,热惯性大,与汽冷式高温旋风分离器比,制造简单,成本优势明显,因而得到广泛应用。

2.2.3.3 ALSTOM 型绝热式高温旋风分离器

法国 Alstom 公司在其设计的大型循环流化床锅炉中采用的分离器,分离器内部敷设有防磨层、绝热层和保温层。该类分离器运行情况良好,但体积较大,受分离器最大尺寸的限制,大型循环流化床锅炉必须配用多个分离器;分离器工作温度较高,需用的耐火和保温材料较厚,启动时间长。下面以引进 Alstom 公司 CFB 锅炉技术设计制造的 300MW

循环流化床锅炉所配绝热式高温旋风分离器为例（见图9.8-5），介绍其结构和特性参数：

（1）旋风分离器入口烟道。每个旋风分离器分别对应设置有一个进口烟道，开孔在炉膛前后墙，将炉膛前后墙水冷壁上烟气出口烟窗与旋风分离器相连接，并形成具有下倾角和凹槽，形状复杂的气密烟气通道，以导流和加速气流，并有一定的预分离作用。因此，在分离器入口烟道的底面可能有一定高度的积灰，因此，设计了热二次风作为炉膛至分离器入口烟道吹扫风，根据积灰情况，定期清理该烟道可能发生的积灰。

旋风分离器入口烟道采用内保温结构，外表面是一定厚度的钢板，内衬为保温、绝热和耐磨材料（从外面内）。分离器入口烟道内衬耐火耐磨材料按所处位置和工作环境的区别，分为立墙、顶面、底面等区段，并在不同区段采用不同的固定方式和材料厚度、形式（砖或浇注料）。

在旋风分离器入口烟道外壁，设置有人孔门入口，但应注意，在停炉期间，对分离器内部结构不熟悉的人员进入其中检查是十分危险的。

（2）旋风分离器筒体。四个内径为7.85m的钢板式旋风分离器对称布置于锅炉的两侧墙，其上半部分为圆柱形，下半部分为锥形，外表面是一定厚度的钢板，内衬为保温、绝热和耐磨材料（从外面内）。烟气出口为圆筒形钢板件，形成一个端部敞开的圆柱体（中心筒）。旋风分离器中心筒由高温高强度、抗腐蚀、耐磨损的特种不锈钢板卷制而成。为提高分离效率，中心筒的中心线与旋风分离器筒体的中心线有一定的偏离。

分离器内衬耐火耐磨材料按所处位置和工作环境的区别，分为分离器出口直段、分离器出口顶面、分离器圆筒段磨损严重面、分离器圆筒段其余区域、分离器圆锥段等区段，并在不同区段采用不同的固定方式和材料厚度、形式（砖或浇注料）。

在每个分离器底部，设有1个流化风环分配母管，通过6个充气点将来自高压风机的流化风送至分离器。在环形分配母管上方，还设置了两层打焦孔，通过压缩空气对分离器进行吹扫打焦。

该分离器模型的尺寸选取是经过试验优化的产品。其对细颗粒粒子的捕捉能力强、高效可靠，为保证炉内高的循环灰浓度和高的传热以及高的炭粒子燃尽程度提供了保证；同时减小了尾部飞灰量，并有效地将飞灰粒径控制在适当范围之内，为降低尾部对流受热面的磨损创造了条件。

2.3 影响高温旋风分离器特性的有关因素

影响分离效率和压力的因素很多，主要是旋风分离器的结构参数、粉尘的物理性质和分离器的运行参数。

2.3.1 切向进口风速的影响

图9.8-8、图9.8-9为切向进口风速对分离效率和阻力的影响。进口风速越高，分离效率越高，但运行阻力也越大。但进口速度过高，气流湍流度增加及颗粒反弹加剧，二次夹带严重，使效率降低。

风速度太高，粉尘微粒与器壁的摩擦加剧，粗颗粒（ $\geq 10\mu\text{m}$ ）粉碎，使细粉尘含量增加。过高的风速，对有凝聚性质的粉尘也有分散作用，这些均对除尘不利。风速过大，压力损失大大增加，能量损耗太大，同时加速对分离器本体磨损。因此，设计旋风分离器时，应选取适宜的烟速，既保证分离效率，又兼顾能量消耗。一般取进口风速为15~25m/s，最高不应超过35m/s。

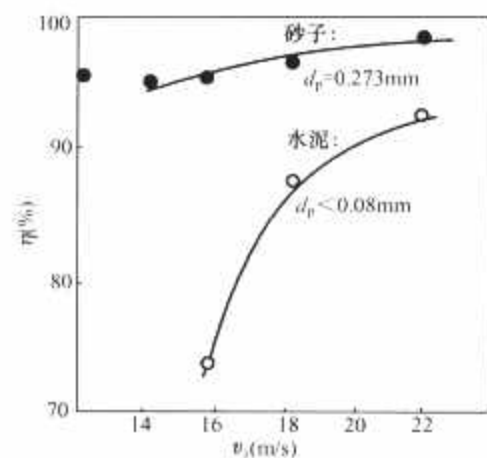


图 9.8-8 不同粒度的颗粒在不同进口风速时的分离效率

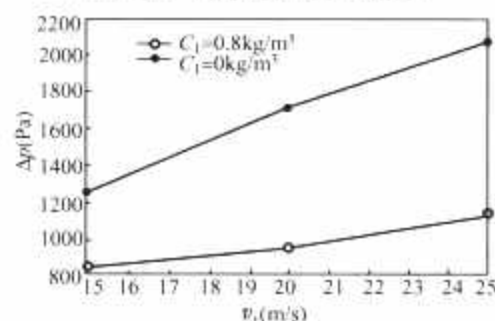


图 9.8-9 风速与压力损失

2.3.2 烟气温度的影响

循环流化床中旋风分离器运行条件和工业过程中运行情况有所不同，在循环流化床旋风分离器中固体浓度都很高。温度越高气体黏度越大，作用在颗粒上的曳力越大，颗粒惯性分离效率越低；但气体密度随着温度增加而减小，从而使曳力减小。温度净效应将会减少旋风分离效率。

烟气温度增加将使烟气体积急剧增加，850℃时烟气体积要比常温时增加3.7倍，即分离器内径增加近两倍，再加上厚的耐火层、保温层和外壳，使得循环流化床锅炉高温旋风分离器的尺寸可能比炉膛还大。

2.3.3 粒径的影响

图9.8-10为循环流化床锅炉高温旋风分离器典型分级效率曲线。从图9.8-10中可以看出，对 $d_p > 50\mu\text{m}$ 的颗粒，分离效率大于90%；对 $d_p > 100\mu\text{m}$ 的颗粒，分离效率近100%，而对 $d_p < 50\mu\text{m}$ 的颗粒，分离效率不是很高。

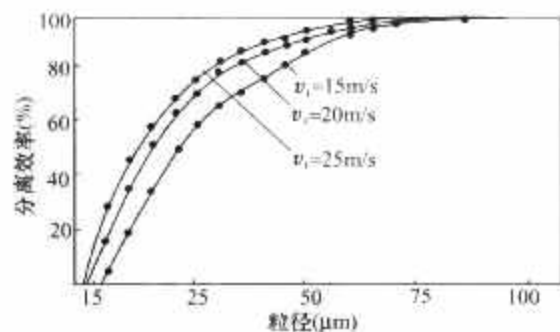


图 9.8-10 高温旋风分离器典型分级效率曲线

2.3.4 进口颗粒浓度的影响

对于常规的旋风分离器，入口固体质量浓度一般小于 2.5kg/m^3 （气固比小于 2kg/kg ），一般随着固体质量浓度增加，分离效率上升，压力损失下降。因为颗粒浓度增加，粉尘的凝聚与团聚性能提高，使较小尘粒凝聚在一起而被捕集，加之粗颗粒对小颗粒的携带，使原来无法分离的小颗粒得到分离，从而使分离效率提高；颗粒浓度增加，使气体内

的摩擦力增加,旋流强度降低,减小了离心力,因此压力损失减小。颗粒浓度对分离器压降的影响见图 9.8-11。

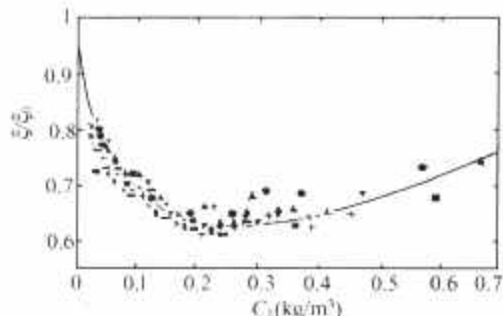


图 9.8-11 颗粒浓度对分离器压降的影响
ξ—含尘气体阻力系数; ξ₀—净气体阻力系数

当入口固体的气固比超过 2kg/kg 时,其颗粒浓度影响和低浓度完全不同。Zenz 研究发现,随着颗粒浓度增加,分离器的分离效率反而下降,压力损失增加。

2.3.5 切向进口宽度和进口形式的影响

图 9.8-12、图 9.8-13 为进口分量不变时,进口宽度变化对分离效率和压力损失的影响。从图 9.8-12、图 9.8-13 上可知,进口宽度减小,风速增加,分离效率和压力损失都增加。因此当低负荷时,运行风量减小,此时可调节分离器入口挡板,使运行风速维持不变,以保持理想的分离效率。当然高温条件下设置调节挡板是很困难的。

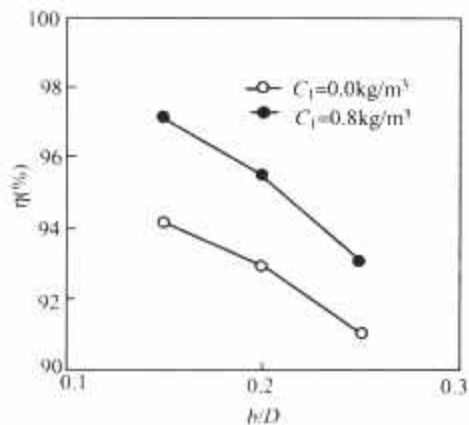


图 9.8-12 进口宽度对分离效率的影响

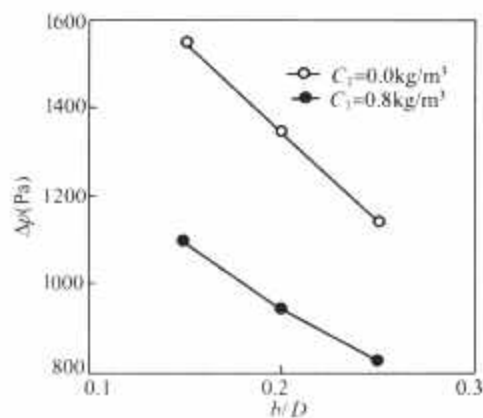


图 9.8-13 进口宽度对压力损失的影响

风速一定时,高宽比增加,分离效率会略有增加,而压力损失也会增加、气固混合物对分离器壁面磨损会增加。常规分离器通常取进口管宽度 $b=(D_0-D_c)/2$,进口管高宽比 $a/h=2\sim3$ 。

通常高温旋风分离器进口形式有切向和蜗壳两种,切向进口简单,而蜗壳进口结构复杂些,但能使气固混合物平滑进入分离器,减小了气固混合物对筒体内气流的撞击和干扰,因此分离效率较高且阻力损失相对较小,是循环流化床锅炉旋风分离器广泛采用的一种较理想的进口形式。

2.3.6 中心管长度和直径的影响

由于旋流在中心管与壁面之间运动,因此中心管插入深

度直接影响旋风分离器性能。Zenz 研究了中心管长度对分离效率的影响,结果见图 9.8-14。从图 9.8-14 上可以看出,随着中心管长度增加,分离效率提高,当中心管长度为入口管高度的 0.4~0.5 倍时,分离效率最高,随后分离效率随着中心管长度增加而降低。因此中心管过短、过长都不利于分离。因为中心管插入过深会缩短排气管与锥体底部的距离,增加二次夹带机会;而中心管插入过浅,会造成正常旋流核心的弯曲甚至破坏,使其处于不稳定状态,同时也容易造成气体短路而降低分离效率。

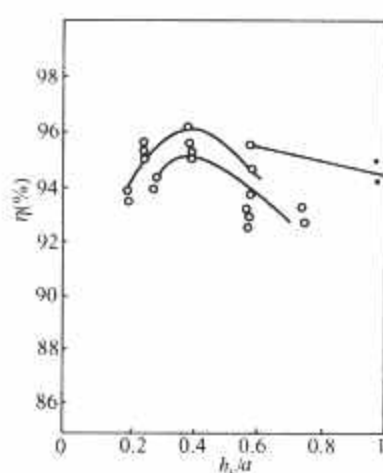


图 9.8-14 中心管长度对分离效率的影响

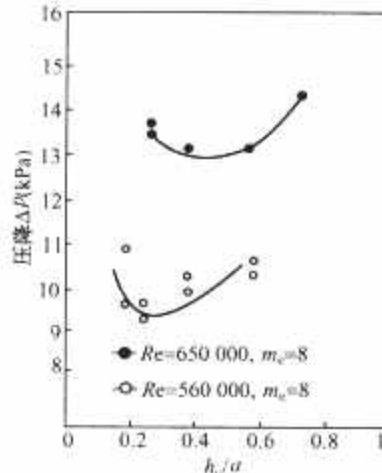


图 9.8-15 中心管长度对压降的影响

图 9.8-15 为中心管长度对压力损失的影响。从图 9.8-15 中可以看出,中心管过长、过短压力损失都较大,而当中心管长度为入口管高度的 0.4~0.5 倍时,压力损失最小,分离效率也最高。传统旋风分离器中,一般取中心管长度和入口管高度相等,而循环流化床旋风分离器中心管长度一般取入口管高度的一半左右。

一定范围内,排气管直径越小,旋风分离器效率越高,但压力损失也越大,当 $D_c/D_0=0.3\sim0.5$ 时,分离器效率已较高,再缩小排气管直径,分离效率增加不大,而压力损失急剧上升,因此一般取 $D_c/D_0=0.3\sim0.5$ 。

2.3.7 旋风分离器筒体直径的影响

工业用旋风分离器尺寸较大,特别是随着循环流化床锅炉大型化,旋风分离器尺寸最大已至 9m,如此大的旋风分离器尺寸会不会使分离效率明显下降。图 9.8-16 为不同尺寸旋风分离器所捕集的飞灰的粒径分布,尽管因煤质不同无直接可比性,但至少可看出分离效率无明显变化。

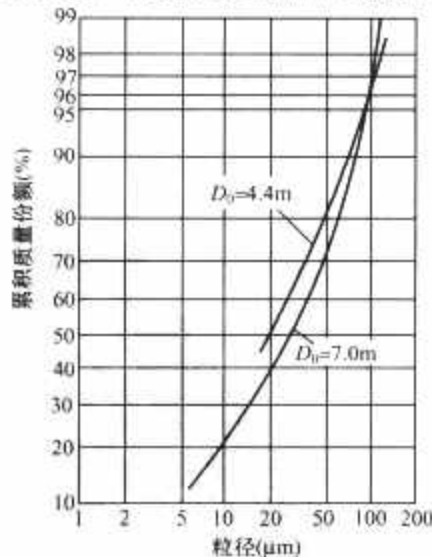


图 9.8-16 不同尺寸旋风分离器捕集的飞灰粒径分布图

2.3.8 固体的再夹带

旋风分离器效率并非总是随入口气体速度 v_i 增加而增加。在离心力作用下,旋风分离器中颗粒的分离过程和平管中重力作用下颗粒的沉降类似。若旋风分离器入口气体速度比沉降速度高,颗粒将无法穿过流线到达壁面。相反在入口速度更高时已被分离到壁面的颗粒可能被再夹带,这就限制了旋风分离器效率的进一步提高。再夹带速度正比于沉降速度。

旋风分离器的分离效率随着入口速度 v_1 增加而增加, 当 v_1 增加到超过 $1.25v_k$ 时, 再夹带将使其效率降低, 此外 v_1 增加了旋风分离器筒体碰撞表面和其他表面的磨损率。

2.4 高温旋风分离器分离机理

2.4.1 旋风分离器的气体流动

旋风分离器内气体的运动实际上非常复杂。图 9.8-17 示出了旋风分离器内气体的整体流动情况, 图 9.8-18 是旋风分离器内二次涡流的流动情况。

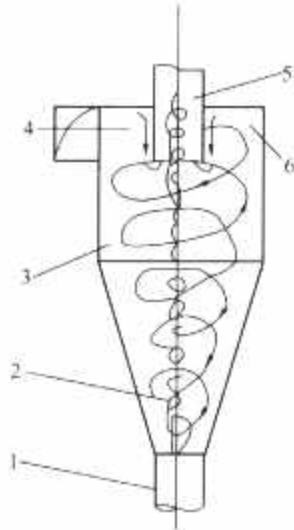


图 9.8-17 旋风分离器内气体的整体流动情况
1—排灰管；2—圆锥体；
3—圆筒体；4—进气管；
5—排气管；6—顶盖

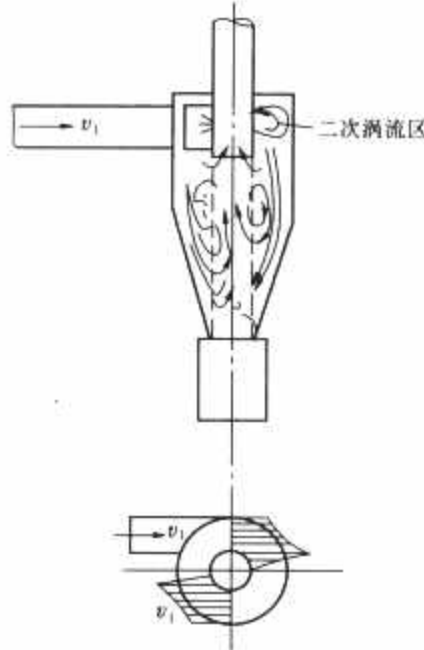


图 9.8-18 旋风分离器内部的二次涡流

Linden 最早通过实验对旋风分离器内气体运动时的三维速度, 即切向、径向和轴向速度, 以及全压和静压分布 (见图 9.8-19) 进行了测量。随后有许多研究者对不同形式不同尺寸的旋风分离器流场进行了测量和分析, 所得结果基本相似, 只是数值不相同。归纳分析如下:

2.4.1.1 切向速度 v_t

切向速度对于粉尘颗粒的捕集与分离起着主导作用。含尘气体在切向速度作用下, 使尘粒由里向外离心沉降。排气管以下任一截面上切向速度 v_t 沿半径的变化规律可分为三个区域 (见图 9.8-19)。靠近旋风分离器壁面 I 区内, 切向速度为常数, 通常称为自由旋流区。

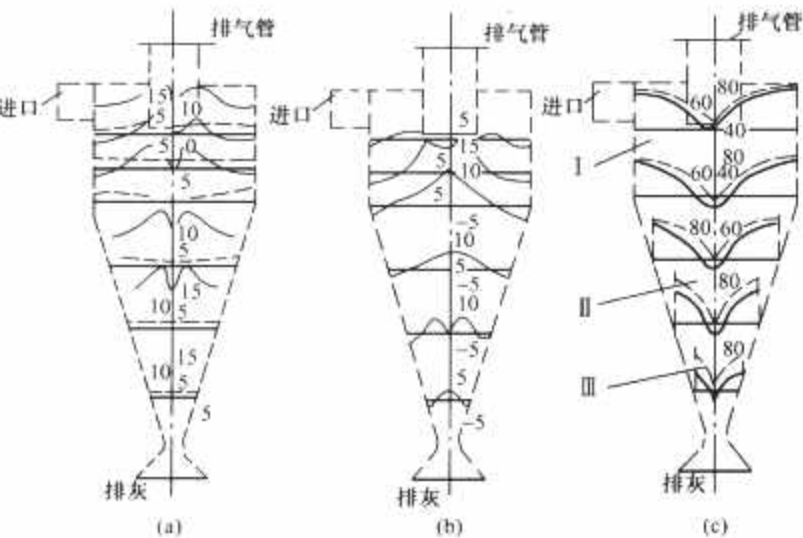


图 9.8-19 三维速度和压力分布
(a) 切向和径向速度分布；(b) 轴向速度分布；(c) 全压和静压分布
通过试验后提出如下的计算式

$$\frac{v_1}{v_t} = 2.15[F_1/(D_1 D_0)]^{0.5} \quad (9.8-1)$$

式中: v_1 为含尘气流在区的切向速度, m/s; F_1 为旋风分离器进口面积, m^2 。

由旋风分离器中心到“最大切向速度面”, 即排气管下部的中心气流, 通常称为强制旋流区 (III 区)。它类似于刚体旋流运动, 其切向速度 v_t 与旋转半径 r 之比为一常数。即

$$v_t r^n = \text{常数} \quad (9.8-2)$$

此常数即为角速度 ω 。

I 区和 III 区之间气体的旋转则表现为另一种性质, 一般称为半自由旋流区 (II 区), 其切向速度分布规律为

$$v_t r^n = \text{常数} \quad (9.8-3)$$

式中: n 为速度分布指数, 一般在 0.5~0.9 之间。

2.4.1.2 径向速度 v_r

径向速度远小于切向和轴向速度, 大部分是向心的, 只在中心涡核才有小部分的向外的径向流。

在理想情况下, 平面旋转流可以近似地看成是平面势流 (自由涡) 与平面点汇所组成, 且假设径向速度沿轴向分布均匀, 因此有

$$v_r = q/(2\pi r H) \quad (m/s) \quad (9.8-4)$$

式中: q 为进入旋风分离器的气体流量, m^3/s ; r 为任意处半径, m ; H 为半径为 r 处的假想圆柱高 (从排气管下端一直向下延伸到锥体壁), m 。

实际流动中, 径向速度的分布十分复杂, 又十分不易测量准确。柳绮年认为旋风分离器内的径向速度分布是非轴对称的, 尤其是在锥体下部靠近排灰口附近, 有较明显的偏流。此外, 沿轴向上, 径向速度也不是均匀分布, 尤其在排气管下口附近, 径向向心气流较大, 有时甚至高达 510m/s, 出现“短路”现象。这些较大的向心气流会把颗粒曳带到中心向上气流中去, 很快进入排气管, 这对分离是很不利的。

2.4.1.3 轴向速度 v_z

轴向速度的分布很复杂, 不仅沿径向向上的分布很复杂, 而且沿轴向向上的变化也很大, 迄今尚无计算方法。在分离空间内, 一般可将气流分为外侧下行流与内侧上行流两区域。上、下行流的分界点与旋风分离器的形状有关。在圆筒体部分, 此分界面近似呈圆柱状, 其半径一般要稍大于排气管的半径。外侧下行流的流量沿轴向向下逐渐变小, 有 35%~40% 会进入灰斗, 视排尘口大小而定, 大部分气体是通过向心径向气流而逐渐转变成向上的内旋流的, 而进入灰斗的气体在分离掉被捕集的颗粒后, 还会从排尘口中心部向上返回旋风分离器内, 这就要夹带一些颗粒上来, 再加上中心部分的向上轴向速度一般较大, 对分离显然不利, 外侧下行流内的向下轴向速度一般总是远大于颗粒的终端沉降速度, 所以旋风分离器不是垂直放置也可以顺利排灰。

2.4.1.4 静压 p

对于圆柱坐标的流体径向运动方程, 若流体是不可压缩、定常、轴对称的, 可认为径向速度远小于切向速度而忽略不计, 在强旋流中又可忽略黏性项, 则旋风分离器内静压 p 可有如下近似关系

$$D_p/d_r = \rho_r v_t^2/r$$

或

$$p = \int \rho_r v_t^2 \frac{dr}{r} \quad (9.8-5)$$

可见静压 p 随着半径 r 的变小而急剧降低, 中心涡核处静压甚至低于入口压力, 而且还低于排气管内平均压力, 致使中心处呈现滞留或倒流现象, 从图 9.8-19 的轴向速度分布图上也可看出。同时排尘口及灰斗内静压也低于入口处压

力,所以当分离器在常压或低压下工作时,灰斗内可能是负压,此时若灰斗密封不佳,将有气体漏入,增大向上的气流,这对分离器是很不利的。

2.4.1.5 局部二次流

图 9.8-20 是实测的流线图。由图 9.8-20 可见,除上述主流外,还有一些对效率有影响的局部二次流。其主要有:

- (1) 环形空间的纵向环流。
- (2) 排气管下口附近的短气流。
- (3) 锥体下部出灰口附近的偏流。

此外,器壁表面的凹凸不平处及筒体的圆度等,也会产生局部小涡流,将已浓集在器壁处的颗粒重新卷扬起来,这也不利于分离。上述问题应在分离器的设计与制造中加以注意。

2.4.2 旋风分离器内颗粒的运动

旋风分离器与气力输送不同,颗粒进入旋风分离器后,大部分颗粒立即被甩向壁面,气体内颗粒含量不是很多,所以可假设颗粒的存在不影响气体流场,颗粒与颗粒之间的相互作用也可忽略不计,并把颗粒看成具有当量直径 d_p 的圆球体。

实际上,颗粒在旋风分离器内除受到流体曳力和重力外,还受到各种扩散作用(对于细颗粒)及颗粒与器壁、颗粒与颗粒间的碰撞弹跳(对于粗颗粒)等的影响,是十分复杂的,它的运动带有随机性,见图 9.8-21。

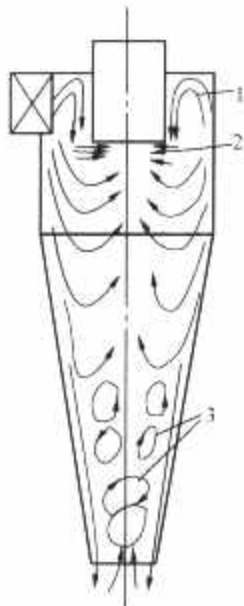


图 9.8-20 旋风分离器内实测流线图

1—纵向环流;
2—短气流; 3—偏流

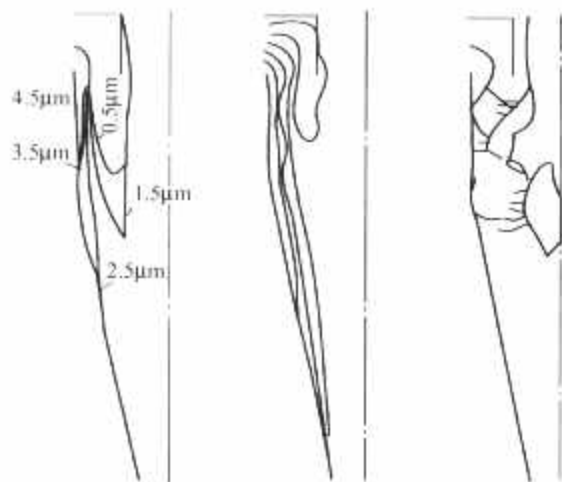


图 9.8-21 纵剖面上颗粒的运动轨迹

2.4.3 旋风分离器的临界粒径与分离理论

2.4.3.1 旋风分离器的临界粒径

旋风分离器所能捕集的最小粉尘颗粒直径称为临界粒径 d_0 , 临界粒径的大小是反映旋风分离器除尘效率高低理论依据。临界粒径越小,旋风分离器除尘性能越好,反之越差。从理论上讲,小于临界粒径的尘粒是完全不能被捕集的。实际上,由于尘粒进入分离器内后,颗粒之间相互碰撞,细小微粒的凝聚、夹带及静电和分子引力作用等因素,使一部分小于临界粒径的细尘也被捕集。

人们习惯用分离效率为 100% 的颗粒最小极限粒径 d_{100} 和分离效率为 50% 的切割粒径 d_{50} 来表示临界粒径。前者可认为,凡大于 d_{100} 粒径的颗粒,旋风分离器都可以完全捕集,而后者对 d_{50} 粒径的粉尘刚好有 50% 被捕集。工业上一般采用 d_{50} 来进行旋风分离器的设计计算。

2.4.3.2 沉降分离理论(转圈理论)

转圈理论是由类比平流重力沉降室的沉降原理发展起来的。颗粒受离心力作用,沉降到旋风分离器壁面所需的时间与颗粒在分离区间停留时间相平衡,从而计算颗粒完全被分离的最小极限粒径 d_{100} 。

Rosin、Rammner 和 interman 曾将进入旋风分离器的气流假定为等速流(速度分布指数 $n=0$),即气体严格地按照螺旋途径,始终保持与进入时相同的速度流动。而颗粒随气体以恒定的切向速度(与位置变化无关)由内向外克服气流对它的阻力,穿过整个气流宽度,流经一个最大的净水平距离 L_w ,最后到达分离器壁面而被分离。这里既不考虑颗粒间的相互影响,又忽略边界层的效应。

沉降分离理论往往与实际情况存有一定差异,这是由于:

(1) 只考虑离心力对颗粒的作用,而忽略了向心流对颗粒的阻力。

(2) 颗粒分离只认为是在圆柱段进行,而实际气体旋转将延伸到接近锥顶处,圆锥长度对粉尘分离也有一定的影响。

(3) Rosin 假设在半自由旋流区为等速流,即 $n=0$ 。但实际 $n \neq 0$,且气体在旋风分离器内的旋转圈数 N_c 也是较难测定的。

2.4.3.3 平衡分离理论(筛分理论)

一定直径 d 的颗粒,因旋转气流而产生的离心力 F_1 ,将会在平衡轨道上与向心气流对它作用的 Stokes 阻力 F_2 达到平衡,而平衡轨道往往被看做是排气管下端由最大切向速度的各点连接起来的一个假想圆筒。这种处于平衡状态的颗粒,由于种种原因,平衡随时都会遭到破坏。

有时离心力 F_1 大于阻力 F_2 ,有时 F_2 则大于 F_1 ,两者出现的概率是相等的。因此,在假想圆筒上的颗粒具有 50% 的分离效率。工程应用中,常把此颗粒直径称为切割粒径 d_{50} 。作用于直径 d_p 颗粒上的离心力 $F_1 = \pi d_p^3 (\rho_p - \rho_g) \times v_{t2}^2 / (6R_2)$ 。阻力 F_2 根据 Stokes 定律计算

$$F_2 = 3\pi\mu d_p v_{r2}$$

$F_1 = F_2$ 时,平衡颗粒有 50% 的分离效率,则可导出

$$d_{50} = \sqrt{\frac{18\mu v_{r2} R_2}{(\rho_p - \rho_g) v_{t2}^2}} \quad (9.8-6)$$

式中: R_2 为假想圆筒半径, m; v_{r2} 为半径 R_2 处的径向速度, m/s; v_{t2} 为半径 R_2 处的切向速度, m/s; d_{50} 为切割粒径, m。

在计算中,为简化计算过程,常将径向速度 v_r 视作等速,这与实际有一定的误差。因为假想圆筒面上的向心流,未必以等速流经假想圆筒的全侧面,其流量随高度逐渐减小。所以旋风分离器内不同高度,颗粒所受的作用力也是不同的。因此,分离的极限粒径会随着旋风的位置不同而改变,这就产生了计算与实测的误差。

2.4.3.4 边界层分离理论

平衡轨道理论没有考虑湍流扩散等影响,而这种影响对于细颗粒是不容忽视的。1972 年有的研究学者提出了横向渗混模型,认为在分离器的任一横截面上,颗粒浓度的分布是均匀的,但在近壁处的边界层内,是层流流动,只要颗粒在离心效应下浮游进入此边界层内,就可以被捕集分离下来,这就是边界层分离理论。

2.4.4 旋风分离器的压力损失和分离效率

(1) 压力损失 Δp 。旋风分离器的压力损失主要有以下几个方面:

1) 进口管的摩擦损失。

2) 气体进入旋风分离器内, 因膨胀或压缩而造成的能量损失。

3) 气体在旋风分离器中与器壁的摩擦所引起的能量损失。

4) 旋风分离器内气体因旋转而产生的能量耗散。

5) 排气管内摩擦损失, 气体因同时进行旋转运动和直线运动需要消耗更多的能量。

6) 排气管内气体旋转时的动能转化为静压能的损失。

通常, 旋风分离器的压力损失 Δp 为 1000~2000Pa。

在设计旋风分离器时, 应合理选择其进口速度。速度过大, 压力损失会急剧上升, 从而应考虑风机能否足以克服旋风分离器的压力损失, 对于同一结构形式的旋风分离器, 只要进、出口风速相同, 分离器的其他尺寸对旋风分离器压力损失影响较小。

(2) 旋风分离器的分离效率。旋风分离器的分离效率通常采用的是总分离效率 η 和分级分离效率 η_i 两种

$$\eta = \sum \eta_i x_i \quad (9.8-7)$$

式中: x_i 为入口颗粒筛分特性。

分级分离效率一般由试验确定。常用的分级分离效率 η_i 与粒径 d_p 的经验关系式为 Iapple-Shepherd 切割粒径计算式和 Leith-Licht 分离效率计算式, 后者计算复杂, 但与实际比较接近。

2.5 旋风分离器的设计和耐火材料的铺砌

2.5.1 旋风分离器的设计

循环流化床锅炉内的旋风分离器处理大量高温气体, 旋风分离器的直径越小分离效率越高, 但由于小旋风分离器很难敷设耐火衬垫而又很难在高温下 (800~900℃) 使用金属结构, 从而阻碍了它们在循环流化床锅炉中的应用。实际上, 循环流化床设计一般都采用一个或多个旋风分离器。工业用循环流化床锅炉的旋风分离器直径可大到 7~8m。旋风分离器的传统设计规定, 旋涡导向管延伸到旋风分离器体内一定长度, 但出于机械支承的困难和防止磨损的问题, 这一长度受到了限制。因此, 传统的旋风分离器的设计方法并不完全适用于循环流化床旋风分离器。循环流化床旋风分离器的特点有:

(1) 循环流化床分离器采用较短的旋涡导向管。理想的设计是旋涡导向管的长度等于入口高度的 40%, 入口雷诺数小于 500 000。

(2) 螺旋形入口的分离器优于切向入口的分离器。

(3) 雷诺数过高时分离效率降低。

(4) 循环流化床旋风分离器的圆筒长度通常较短, 以便布置返料机构。

可按下列步骤设计循环流化床锅炉旋风分离器:

(1) 参考表 9.8-3, 选择合适的入口速度, 一般选取入口速度 v_i 为 13~35m/s。

(2) 计算旋风分离器直径

$$D_0 = [q / (n \alpha \beta v_i)]^{1/2} \quad (9.8-8)$$

式中: q 为气体流量, m^3/s ; n 为分离器个数; α 、 β 分别为 a/D_0 、 b/D_0 。

如果 $D_0 > 7m$, 调整旋风分离器个数和入口风速, 直到旋风分离器的直径合理为止。

(3) 利用典型的循环流化床旋风分离器标准尺寸 (见表 9.8-1) 确定旋风分离器其他尺寸。

(4) 计算旋风分离器下部圆锥角。若此角大于固体的堆积角, 则减小这一角度。这会改变旋风分离器下部比例, 但对旋风分离器性能改变却不大。

(5) 对旋风分离器返料腿 (立管) 的直径进行校核, 以保证输送足够的返料量。返料腿圆管尺寸可按 Zenz 推荐的重力流动下的关联式计算

通过立管的固体量 = $2.29 \times$ 立管中固体表观密度 \times (立管直径)^{0.6}

(6) 计算沉降速度、检查是否有再夹带。旋风分离器的沉降速度 v_x 由下式给定

$$v_x = 2.991 w [(b/D_0)^{0.4} / (1 - b/D_0)^{1/3}] D_0^{0.067} v_i^{2/3} \quad (m/s) \quad (9.8-9)$$

式中 $w = [4g\mu(\rho_p - \rho_g) / (3\rho_g^2)]^{1/2} \quad (m/s)$

旋风分离器的分离效率随着入口速度 v_i 的增加而增加, 当 v_i 增加到超过 $1.25v_x$ (沉降速度) 时, 再夹带将使其效率降低。此外 v_i 增加也增加了碰撞表面和其他表面的磨损率。

(7) 按图 9.8-22 选择旋转圈数 N_c , 采用下式确定颗粒的切割直径 d_{50}

$$d_{50} = \sqrt{9\mu b / [2\pi N_c v_i (\rho - \rho_g)]}$$

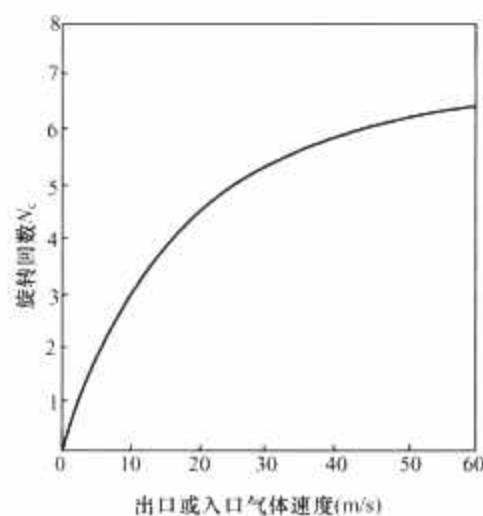


图 9.8-22 旋转圈数 N 与入口或出口气体速度的函数关系

(8) 可采用图 9.8-23 确定某一粒径颗粒的分离效率, 颗粒浓度的影响可按图 9.8-24 进行修正, 对特定形式分离器, 可直接采用其试验结果或有关经验公式确定平均分离效率

$$\eta = \sum \eta_i x_i$$

也可采用计算分离效率

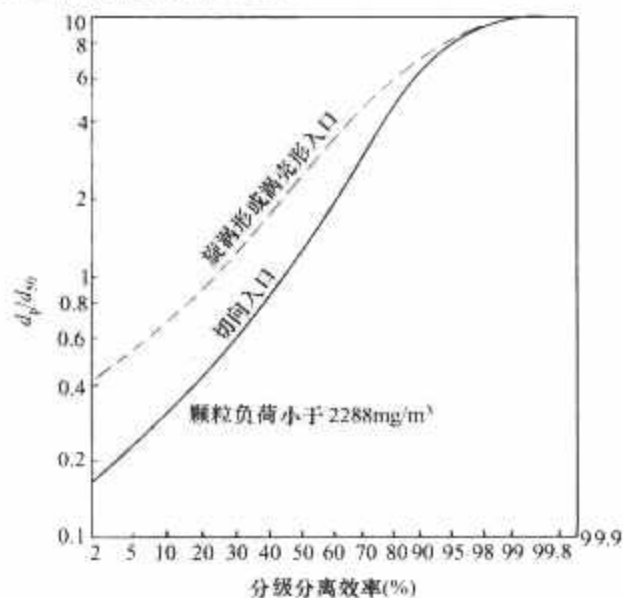


图 9.8-23 旋风分离器的分级分离效率

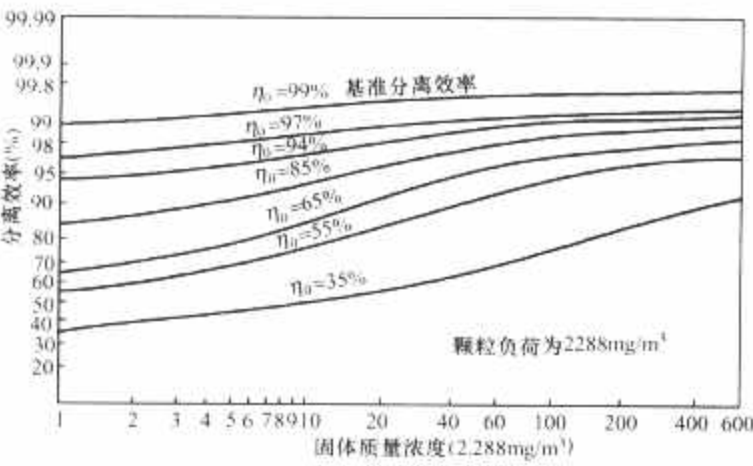


图 9.8-24 固体浓度对分离效率的影响

$$\eta = \left(1 - \frac{m_{\text{lim}}}{m_c}\right) - \frac{m_{\text{lim}}}{m_c} \sum \eta_i x_i$$

式中： m_{lim} 为气流对颗粒的饱和携带率，kg/kg； m_c 为入口固气比，kg/kg； η_i 为固气比 m_{lim} 、粒径 d_p 下的分离效率； x_i 为重量份额。

(9) 压力损失计算即压降计算，一般采用经验公式

$$\Delta p = \xi p_g v_f^2 / 2$$

2.5.2 分离器耐火材料的铺砌

2.5.2.1 存在的问题

早期的循环流化床旋风分离器，多采用与石油化工业相同的设计，用耐火水泥作黏结剂的可浇注耐火材料制成双层衬里结构，即坚硬耐磨的工作层和较软的绝热层，用不锈钢锚或销钉固定。两层耐火层都很厚，这种旋风分离器运行性能远未达到要求，大部分耐火层在运行头几个月就被损坏，特别是用销钉固定耐火层，最初在开孔处的侧墙，大片工作层产生严重裂缝和移位，最后大片工作层破裂、脱落而露出软的绝热材料。

因此早期设计的耐火层低估了循环流化床旋风分离器中恶劣的工作环境，如大量高温颗粒冲击磨损、运行时温度变化及本体振动等。在设计、材料选择、安装和机组运行时都没有充分考虑到这一点。

同样，对安装要求中耗较多的销钉焊接步骤和费用较高的振动浇注步骤，往往考虑安装方便，对这些步骤进行简化。即使对制定好的安装要求，由于安装是在现场进行，安装过程中各步骤检查以及质量控制等往往不被重视。此外，运行对耐火层寿命影响也较大，耐火层中应力主要来源于耐火层中温度梯度，而应力对运行条件变化特别敏感，像启动、停炉、燃料和空气量调整、燃料水分变化，以及燃料种类变化等。

图 9.8-25 所示为 150MW 循环流化床锅炉变负荷时旋风分离器及耐火层温度的变化。因此不合理的运行方式将导致耐火层过早损坏。

2.5.2.2 新的设计

早期小规模修复和重新浇注工作层时常采用磷酸盐胶接塑性料敷设在密集的销钉和不锈钢锚上，这种材料已被证明是能在循环流化床环境中长期使用的。最具意义的是采用特殊耐磨耐火砖代替旋风分离器壁面和圆锥处浇注层，尽管造价很高，但结果表明耐火砖极为经久耐用，所有改造后砖砌旋风分离器都能较长时间正常运行。

目前，循环流化床锅炉仅在旋风分离器顶部、入口管顶部和出气管采用原有浇注件，在入口墙面和旋风筒交接凸出区采用磷酸盐胶接塑性料敷设，旋风分离器筒体耐火层内高铝耐火砖、绝热耐火砖和保温层三层组成（见图 9.8-26）。

采用水冷壁管冷却大大减小了耐火层厚度。水冷壁管表

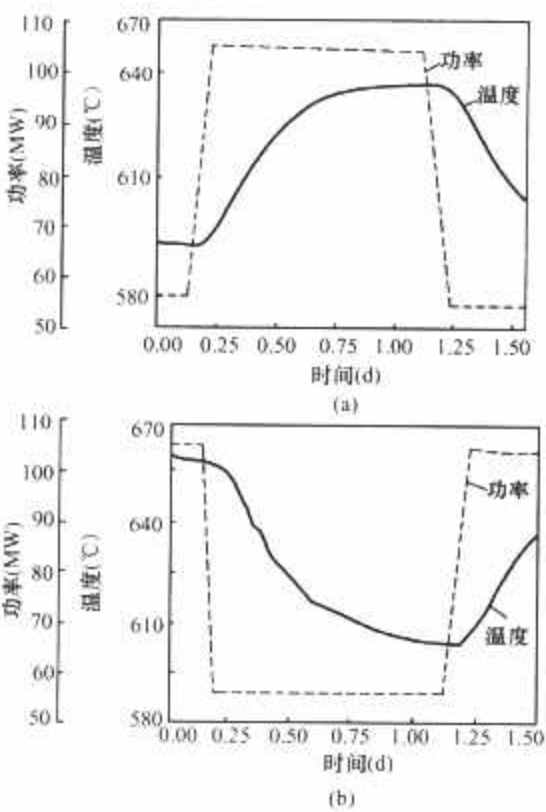


图 9.8-25 锅炉升降负荷时旋风分离器耐火层温度的变化
(a) 升负荷；(b) 降负荷

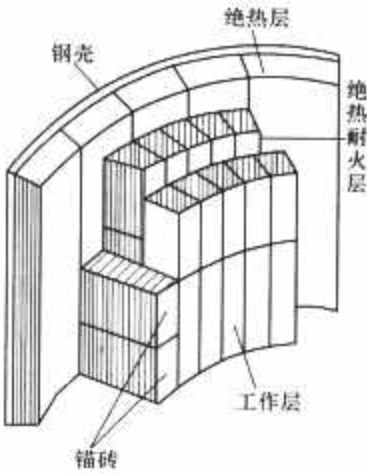


图 9.8-26 三层砖结构耐火层

层耐火层采用磷酸盐胶接塑性料敷设在密集的销钉和不锈钢锚上，如图 9.8-27 所示。

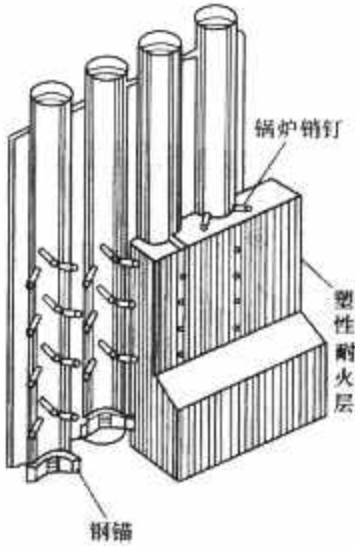


图 9.8-27 水冷壁管上的塑性耐火层

针对第一代循环流化床上耐火层脱裂、修复和改造的经验而设计的第二代循环流化床锅炉，已几乎完全解决了耐火层大面积损坏问题。耐火层设计考虑了燃料、灰和材料的物件，在第二代设计中，出现的大部分问题是旋风分离器内耐火层局部磨损，解决这个问题的方法是采用区域性特别设

计。通常旋风分离器入口处、迎流面和顶盖处极易磨损。

在第二代旋风分离器中相对而言上筒区严重一些。因为在这一部位,固体进入旋风筒并改变方向作旋转运动,因此在迎流面区域应采用耐磨性能好的材料。

ABB-CE 采用了五种材料进行试验,它们为含 90% 铝的磷酸盐胶接塑性料、含铝铬氧化物的磷酸盐胶接塑性料、含 80% SiC 的磷酸盐胶接塑性料、含胶接氮氧化硅的碳化硅砖和含 45% 铝的高燃砖。运行五个月后表面的磨损情况表明,含胶接氮氧化硅的碳化硅砖和含 45% 铝的高燃砖最好,含 90% 铝的磷酸盐胶接塑性料和含 80% SiC 的磷酸盐胶接塑性料次之,而含铝铬氧化物的磷酸盐胶接塑性料最差。

另一个局部易磨损的地方是旋风分离器顶部和入口管顶部,经大量试验表明,高铝磷酸盐胶接塑性料要比销钉固定的浇注层更耐磨。

此外,另一个应特别注意的是耐火材料之间、耐火材料和固定锚之间的热膨胀,设计安装时应留足够的膨胀缝,且要防止运行时飞灰进入膨胀缝而堵塞膨胀缝,理想的设计是膨胀缝为迷宫形,并有自动排灰口。

3 其他形式的旋风分离器

3.1 下排气式的旋风分离器

在锅炉结构布置上,传统的旋风分离器由于烟气走向及支承的缘故,使锅炉外形尺寸庞大,而图 9.8-28 所示的旋风分离器本身相当于一个转弯烟道,这样的布置与烟气流程完全吻合,而且由于循环流化床的燃烧室较高,将此分离器设置于尾部烟道上部是比较适宜的。尾部烟道一般尚有足够的高度布置受热面,所以采用这种分离器可以缩小锅炉的外部尺寸,从而降低造价。此外,在烟气进入分离器之前,载有颗粒的烟气已先经过部分辐射受热面、对流受热面,因此进入分离器时烟温已降到 $400\sim 600^{\circ}\text{C}$,使分离器在设计制造方面都比较容易。

3.2 卧式高温旋风分离器

常规循环流化床由于有一个庞大的高温旋风分离器和复

杂的返料机构系统使其结构复杂。采用卧式高温旋风分离器和炉内分离技术,具有一定的特点,整个旋风分离器可采用锅炉水冷壁延伸弯曲而成,结构紧凑。

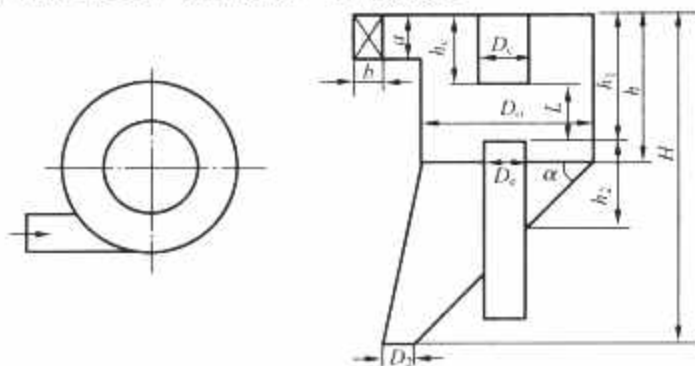


图 9.8-28 下排气旋风分离器简图

3.3 方形高温旋风分离器

3.3.1 方形高温上排气型旋风分离器

方形高温旋风分离器由 Hyppanen 等人首先提出并将其应用于循环流化床锅炉中,其最大的结构特点是其外形为非圆形,如正方形、长方形或多边形。一般采用的形状均为方形,故而通常简称为方形分离器。当非圆形结构分离器筒体用于高温状态时,采用加工相对容易的水冷或汽冷膜式壁组成,可大大降低加工成本;另一方面由于采用膜式壁结构,其内部无需敷设很厚的耐火层而仅需敷设 $40\sim 150\text{mm}$ 耐火层即可,从而提高了系统启停的灵活性,体积也相对较小。另外,分离器膜式壁还可以与炉膛共用,使其系统更为紧凑。

方形分离器的入口一般采用狭长形,并可在入口侧加装导流板以提高分离效率。由于入口气流不直接冲击切削分离器内表面,在壁面上往往有一层颗粒流保护,使得方形分离器磨损比常规高温旋风分离器要轻。

3.3.2 方形高温下排气型旋风分离器

与圆形下排气旋风分离器相类似,将方形旋风分离的排气变为顺流式,则构成方形下排气旋风分离器,它也是基于使分离器和循环流化床更为匹配的要求而提出的,它的主要特点反映在出气管是下排气式,可布置在锅炉尾部烟道的上方,使锅炉整体结构更为紧凑。

第9章 固体物料回送装置

1 固体物料回送装置作用及设计要求

1.1 作用

循环流化床锅炉的最基本特点之一是大量固体颗粒在燃烧室、分离机构和回送装置所组成的固体颗粒循环回路中循环。由于分离装置中固体颗粒出口处的压力低于炉膛内固体颗粒入口处的压力，所以固体颗粒回送装置的基本任务是将分离装置分离下来的高温固体颗粒稳定地送回压力较高的燃烧室内，并且防止气体反窜进入分离器。

1.2 设计要求

(1) 物料流动稳定。这是保证循环流化床锅炉正常运行的一个基本条件。由于固体物料温度较高，回送装置中又有充气，在设计时应保证在回送装置中不结焦，不结块，流动通顺。

(2) 无气体反窜。由于分离器的压力低于燃烧室的压力，回送装置是将物料从低压区送到高压区，而类似于旋风分离器这一类分离装置如果有气体从下料管进入会降低分离效率，从而影响外循环物料量，影响锅炉的性能。所以回送装置必须保证产生足够的压差来克服负压差，既起到对气体的密封作用而又能将固体颗粒送回床层。

(3) 物料流量可控。既能够稳定地开启或关闭固体颗粒的循环，同时能够调节或自动平衡固体物料流量，从而适应锅炉运行工况变化的要求。

(4) 有良好的耐磨性能和绝热性能。

为满足基本要求，回送装置一般由立管和阀体两部分组成。立管的主要作用是防止气体反窜，形成足够的压差来克服分离器与炉膛之间的负压差，而阀体则起调节和开闭固体颗粒流动的作用。在各种类型的回送装置中，立管的差别不是很大，主要的差别是在阀体的部分。

2 固体物料回送装置工作原理

固体物料的流量控制装置可分为机械阀和非机械阀两类。机械阀是靠机械构件动作来达到控制和调节固体颗粒流量的目的，如锥形阀、球阀、蝶阀和闸阀等。但由于在循环流化床锅炉中循环物料温度较高，阀体需在高温下工作，机械装置在高温状态下会产生膨胀和高温氧化，运动部件中还极易进入固体颗粒，产生卡塞等现象。又由于固体颗粒的运动，在高温状态下工作的部件的磨损也相当严重，因此，除了少数炉型个别部件，如外置换热器采用机械阀控制物料流量外，循环流化床锅炉中的固体物料回送装置几乎全部采用非机械阀。

非机械阀无须任何外界机械力的作用，仅采用气体推动固体颗粒运动，实现在高温工况下简单、可靠地输送固体物料。由于非机械阀没有运动部件，所以它结构简单、操作灵活、耐磨损和价格低廉，从而广泛地应用于循环流化床锅炉。非机械阀按其功能分三类，可控阀、通流阀和稀相输送。

2.1 可控阀

可控阀包括 L 阀、J 阀、H 阀、V 阀和换向密封阀等，如图 9.9-1 所示。固体物料在这些阀中流动的动力来自充气。气体在阀出口附近加入，且加入的气体必须与固体颗粒流动的方向匹配，这可以由沿着循环回路的压力平衡来决定。当空气作用于颗粒上的作用力大于弯段阻力时，颗粒就开始流动。

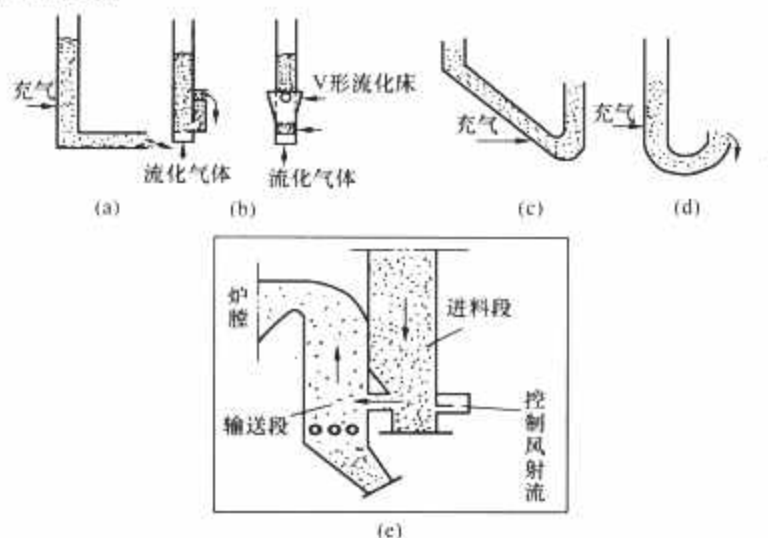


图 9.9-1 可控阀示意

(a) L 阀；(b) V 阀；(c) 换向密封阀；(d) J 阀；(e) H 阀

(1) L 阀见图 9.9-1 (a)，是一种最简单的非机械阀，它由连接两个容器的直角弯管 (L 形) 所组成。L 阀的垂直料腿与分离装置的料斗相连，水平管与循环流化床炉膛相连。L 阀的垂直料腿属移动填充床，固体颗粒给入床层密度较低的炉膛内，在略高于 L 阀水平管轴线的垂直料腿上送入少量的气体，气体推动垂直料腿内的密相颗粒进入床层，送入的输送气体通过颗粒向下流动，然后经过 L 阀而转弯进入炉膛。L 阀的特点是开启方便，所需充气量较小，但充气的压力较高，L 阀在早期的循环流化床回送装置中有一定的应用。

(2) J 阀见图 9.9-1 (d) 和换向密封阀见图 9.9-1 (c) 运行特性与 L 阀基本相同，固体颗粒流量的控制同样是经过调节垂直料腿中的充气量实现的。

(3) V 阀见图 9.9-1 (b)，主要由一个 V 形通道和立管组成，二者之间有一个小孔相连。V 阀中的立管处于流化状态，所以该立管和循环床可看做是两个流化床，V 阀是二者之间的连接件，通过立管下面的充气量可以控制固体物料的流量。V 阀的最大特点是即使在很大的压力差的情况下，仍可提供良好的气密性能，即燃烧室与返料料腿之间的泄漏量很小。

(4) H 阀见图 9.9-1 (e)，由给料和输送两部分组成，从分离装置分离下来的颗粒通过立管进入给料部分，该部分为一移动填充床；输送部分由于下部的充气较大使该部分流态为快速流化床或稀相输送床，在这二者之间有一分隔板，水平方向的空气喷嘴对准分隔板上的喉口部分，这一部分在控制固体颗粒流量中起着主要作用。固体颗粒流量控制的主要特性与 L 阀相似，当通过喉口部分的充气量增加时，固

体颗粒流量也增加,反之亦然,当充气量低到某一值时,喉口会噎塞从而关闭 H 阀。

2.2 通流阀

通流阀包括流动密封阀 (U 阀)、密闭输送阀、N 阀和多点送风 L 阀等。如图 9.9-2 所示。通流阀中固体颗粒流动的动力来自充气,与可控阀最大的区别是通流阀中充气量对固体颗粒流量的调节作用很小,阀依据自身的压力平衡关系自动地平衡固体颗粒的流量。

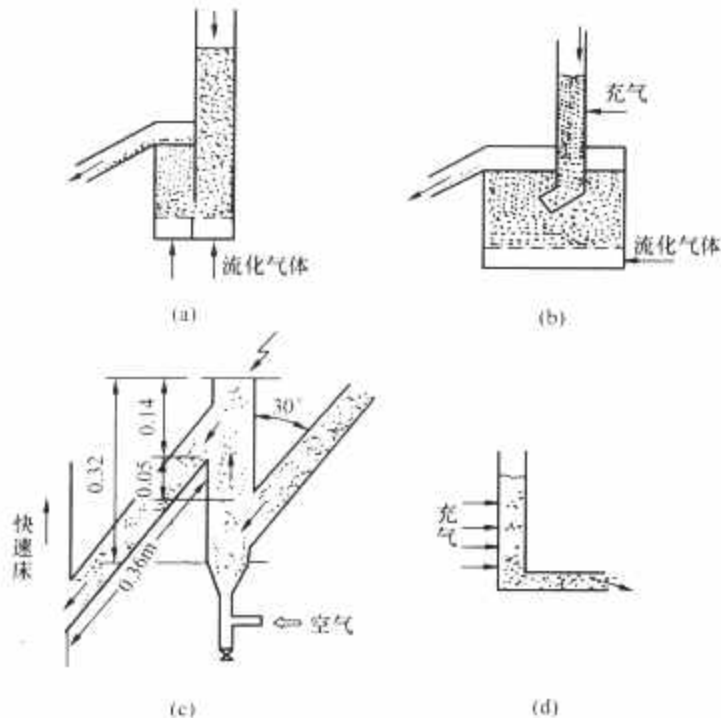


图 9.9-2 通流阀示意

(a) 流动密封阀; (b) 密闭输送阀;
(c) N 阀; (d) 多点送风阀

(1) 流动密封阀见图 9.9-2 (a),是目前在循环流化床锅炉中广泛应用的一种物料回送装置,它是一个由具有溢流功能的鼓泡流化床和具有移动填充床功能的立管组成,二者之间有一个隔墙,利用不同的配风量实现物料的流化和松动并向下移动。在鼓泡流化床中,物料在流化风的作用下,连续不断地溢流到炉膛。在立管的下部形成一个灰柱,灰柱的灰位高低取决于炉内回料点与分离器的压力差,并自动调节,以达到对炉内回料点高压烟气密封,防止反窜至分离器中。其配风方式有两种:分散配风和集中配风。分散配风为一个调节阀控制一个或几个喷嘴供风量,一个流动密封阀有多个控制回路,如图 9.9-3 (b) 所示。集中供风为一个流动密封阀可有两个或三个供风回路,分别向鼓泡流化床和移动填充床的布风板供风,如图 9.9-3 (a)。只要风量标定正确,运行时不需调节。为降低进入炉膛内局部物料浓度,可采用分路回料阀,如图 9.9-4 所示。

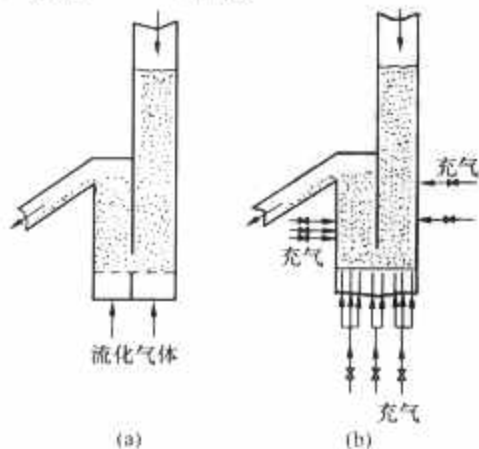


图 9.9-3 流动密封阀的不同充气方式

(a) 集中供风流动密封阀; (b) 分散供风流动密封阀

循环回路中的压力平衡关系对固体物料回送装置的运行产生很大的影响,对于采用流动密封阀的固体颗粒循环回路,沿着回路的压力降之和为零,即

$$\Delta p_{CB} + \Delta p_{SP} + \Delta p_{ST} + \Delta p_{LS} = 0 \quad (9.9-1)$$

式中: Δp_{CB} 为循环流化床压降, Pa; Δp_{SP} 为分离器压降, Pa; Δp_{LS} 为回料阀的压降, Pa; Δp_{ST} 为立管压降, Pa。

浙江大学对流动密封阀进行了试验研究,得到了三种不同循环物料下的三个循环回路的压力分布,如图 9.9-5 和图 9.9-6 所示。

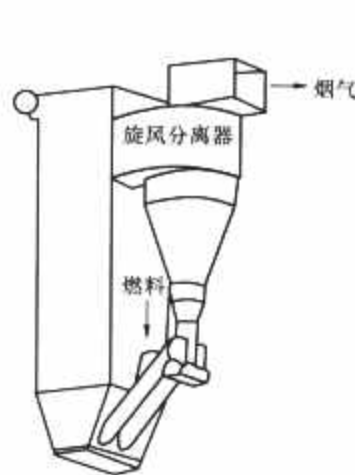


图 9.9-4 分路回料阀

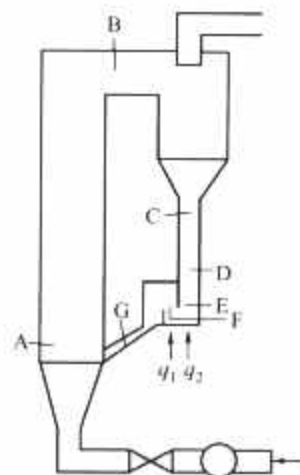


图 9.9-5 固体颗粒循环回路示意

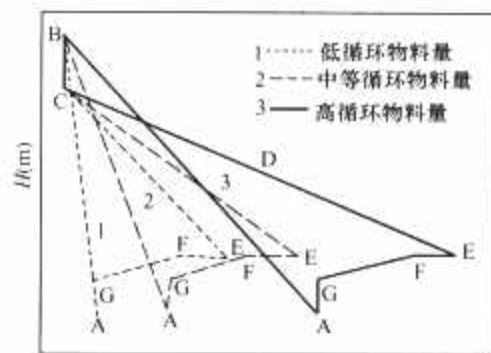


图 9.9-6 固体颗粒循环回路的压力变化规律
(图中 A~G 位置见图 9.9-5)

图 9.9-6 中的符号表示了图 9.9-5 的各测点的位置。由图 9.9-6 可见,循环回路中循环床、分离器和回料阀的压降依靠立管内的料位高度来平衡。当固体颗粒循环量增加时,循环流化床的压降 Δp_{CB} 和回料阀的压降 Δp_{LS} 均增大,此时立管的压力增加, Δp_{ST} 也随之增加,以达到循环回路的压力平衡。所以在循环回路中,立管起着非常重要的作用,它使压力平衡,从而可以实现固体颗粒从低压区输送到高压区,保证物料连续不断地进行外循环。

(2) 密封输送阀见图 9.9-2 (b),实际上是流动密封阀的一种,其运行机理与上述的流动密封阀一样,但需指出的是密封输送阀的充气量较大一些,且在设计时必须注意让立管的下端朝水平方向倾斜,以减小气流进入立管的可能性。

(3) N 阀见图 9.9-2 (c),连接循环床和立管的中间垂直管中的风速如果小于临界流化风速,则阀门处于关闭状态,而当风速大于临界流化风速后,固体颗粒循环物料会随风速的增加而增大。

(4) 多点送风式 L 阀见图 9.9-2 (d),是流化料腿式回送装置的一种,实际上不仅是 L 阀,包括 J 阀、换向密封阀和 H 阀均可采用流化料腿从而使可控阀变为通流阀,在这种回送装置中,由于整个立管被流化,则立管中物料的料位高度可平衡阀的压降及分离器与炉膛的压力差,这种回送装置已有在循环流化床中应用的实例。

除了上述几种形式外,外置式换热器由于兼有返料阀和换热器的功能,可以看成是另一类的回送装置。

3 固体物料回送装置的形式与结构

对于中、大型循环流化床锅炉的物料回送装置常采用流动密封阀。

3.1 集中供风的流动密封阀

集中供风的流动密封阀见图 9.9-7,立管和流动密封阀支撑在独立的构架上或悬吊在其上部的其他钢结构上。

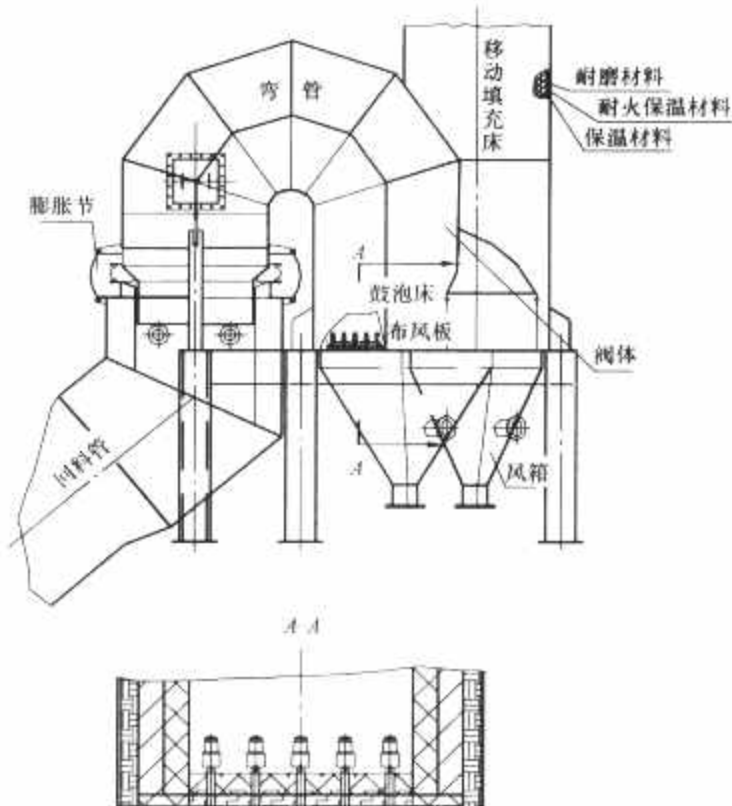


图 9.9-7 集中供风流动密封装置

流动密封阀回料管的下端与水冷壁墙盒固接,并与水冷壁因其热膨胀一起三向位移。流动密封阀的弯管与回料管接口采用镶嵌结构和错位安装,采用非金属膨胀节密封,以保证良好的密封和补偿三向位移量。在立管和流动密封阀内壁均敷设有耐磨材料、耐火保温材料和保温材料。在形状规则处可以用相应的型砖,否则用相应的浇注料。在回料管的下端下半圆和上端全周装有止推环,防止耐磨、耐火和保温材料因其自重下滑而破坏,在上止回环的下部应留有膨胀缝,缝内塞入陶瓷纤维或其他材料,以补偿上、下止推环之间耐磨材料的热膨胀量。在立管和流动密封阀的下部各装有布风板,其风帽形式为小尺寸的钟罩式风帽,两个布风板所用的风帽结构相同,但数量不等。

3.2 分散供风的流动密封阀

分散供风的流动密封阀见图 9.9-8,立管和流动密封阀是通过 4 个周向均布的恒力弹簧吊架吊在分离器下料管上。

(1) 分离器下料管下端与立管上端接口采用相嵌结构和错位安装,并采用非金属膨胀节密封,以保证良好的密封和补偿因热膨胀引起的三向位移量。

(2) 这种回料装置是没有布风板,流化和松动风是通过喷嘴送入并实现其功能,一个或几个喷嘴共用一个调节阀控制配风量。

(3) 移动填充床和鼓泡床之间的隔墙用耐磨浇注料浇注而成,在耐磨材料中严禁用钢构件固定,以防止因钢比耐磨材料线胀系数大受热后将耐磨材料毁坏。

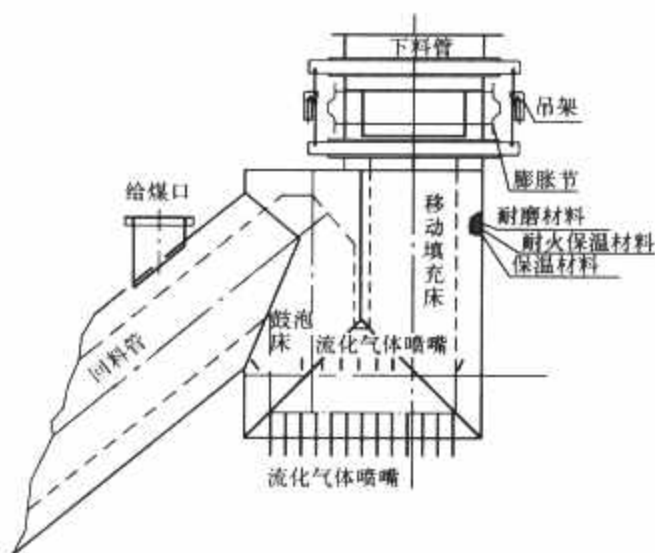


图 9.9-8 分散供风流动密封装置

其他结构与集中供风的流动密封阀相同。

4 固体物料回送装置的设计方法

4.1 立管设计

立管内气体和固体颗粒的流动可分为流态化和非流态化两类,在循环流化床锅炉中所采用的立管一般采用非流态化立管。非流态化立管中的固体颗粒的流动一般为移动填充床流动,移动填充床流动空隙率较低,固体物料之间的相互位移较小,属柱塞状流动,此时移动填充床内的空隙率高于振动堆积空隙率 ϵ_p ,但低于临界流化时的空隙率 ϵ_{mf} ,Knowlton 给出了移动填充床空隙率与气固相对速度 u_{re} 、 u_{mf} 、 ϵ_p 和 ϵ_{mf} 之间的关系

$$\epsilon = \epsilon_p + \frac{(\epsilon_{mf} - \epsilon_p)u_{re}}{u_{mf}/\epsilon_{mf}} \quad (9.9-2)$$

式中: ϵ_p 为振动堆积空隙率; ϵ_{mf} 为低于临界流化时的空隙率; u_{re} 为气固相对速度, m/s; u_{mf} 为临界流化速度, m/s。

立管中压力梯度与气固相对速度有关,可采用修正的 Eurgon 公式进行计算

$$\frac{dp}{dh} = \frac{150\mu(1-\epsilon)^2}{(\phi_p d_p)^2 \epsilon^2} u_{re} + \frac{17.5\rho_g(1-\epsilon)}{\phi_p d_p \epsilon} u_{re}^2 \quad (9.9-3)$$

式中: μ 为气体动力黏度, Pa·s; ρ_g 为气体密度, kg/m³; ϕ_p 为球形度; d_p 为物料颗粒直径, m。

气固相对速度与气固速度之间的关系为

$$u_{re} = \frac{u_p}{1-\epsilon} - \frac{u_g}{\epsilon} \quad (9.9-4)$$

式中: u_p 为物料颗粒速度, m/s; u_g 为气体速度, m/s。

利用上述三式,在已知气固两相的速度后就可以计算出立管中物料的空隙率 ϵ 、气固相对速度 u_{re} 和立管中单位长度的压降 dp/dh 。

立管的设计主要是根据循环回路的压力特性和循环回路的循环物料量确定立管的直径和立管的高度。立管的高度主要根据循环回路的压力平衡确定,根据式 (9.9-1) 可知,立管的压降 Δp_{ST} 需平衡循环流化床的压降 Δp_{CB} 、分离器压降 Δp_{SP} 和回送装置阀部分的压降 Δp_{LS} ,由于 Δp_{CB} 、 Δp_{LS} 均随固体颗粒循环物料量的增大而增大,在设计时应采用最大的压力降进行设计。由前面的介绍可知,立管中的压头在立管流态化时达到最大值,所以立管的最小高度可采用下式计算

$$H_{ST,min} = \frac{(\Delta p_{CB} + \Delta p_{SP} + \Delta p_{LS})_{max}}{\rho_p (1 - \epsilon_{mf}) g} \quad (9.9-5)$$

实际立管长度应取 $H_{ST} > H_{ST,min}$ ，一般设计时可取
$$H_{ST} = (1.5 \sim 2.0) H_{ST,min} \quad (9.9-6)$$

立管直径的选取应保证固体颗粒在立管内的流动通顺、无搭桥等现象，能够达到足够的固体颗粒流量。立管直径 D_{ST} 的选取与固体颗粒流量、固体颗粒特性和立管内固体颗粒的流速均有关系。有关立管内固体颗粒流速的选取，对于 Geldart 分类的 B 类粒子，浙江大学提出了如下计算式

$$\begin{cases} u_p = (0.95 \sim 1.6) \sqrt{D_{ST}} \quad (\text{m/s}) & (D_{ST} < 0.1\text{m}) \\ u_p = 0.3 \sim 0.5 \quad (\text{m/s}) & (D_{ST} \geq 0.1\text{m}) \end{cases} \quad (9.9-7)$$

在设计计算时，一般已知固体颗粒的质量流率 G_S ，利用质量流率转换为体积流率，再除以立管截面可以得到立管流速，即

$$u_p = \frac{4G_S}{(1 - \epsilon) \rho_p \pi D_{ST}^2} \quad (\text{m/s}) \quad (9.9-8)$$

联解式 (9.9-7) 和式 (9.9-8) 即可得到 u_p 和 D_{ST} 的值。由于空隙率差别不大，可以采用颗粒堆积空隙率代入式 (9.9-8) 来进行计算。

在立管的设计和计算中的另一个非常重要的问题是立管的倾斜。研究结果表明，在同样的立管长度下，采用倾斜立管的最大固体流量小于垂直立管，但采用倾斜立管在高充气下比垂直立管更加稳定，其原因是在高充气量下逆向上行的气体会沿着上壁面上行，而对下部下移的固体颗粒的阻碍减少，如图 9.9-9 所示。立管与水平方向的倾角不能太小，一般不能小于 55° ，最好能达到 60° 以上。

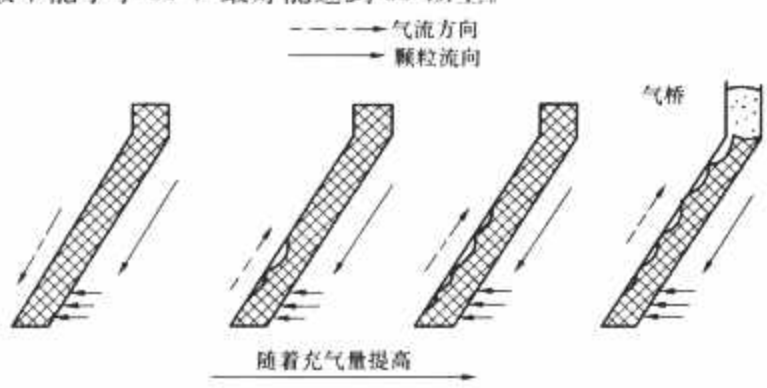


图 9.9-9 倾斜立管中气体、固体流动示意

4.2 L 阀的设计

L 阀结构非常简单，主要应确定 L 阀的直径 D_{LV} 、水平管的长度、充气点的位置及充气点的结构。

(1) L 阀的直径 D_{LV} 一般取立管的直径，即可以采用上述的确定立管的方法确定。

(2) L 阀的充气点的位置和结构对其性能有很大影响。Knowlton 和 Hirsan 最早对 L 阀进行试验研究，L 阀试验装置示意图如图 9.9-10 所示。图 9.9-11 示出了 L 阀中各充气点对应的充气量和固体颗粒流量的关系曲线。从图 9.9-

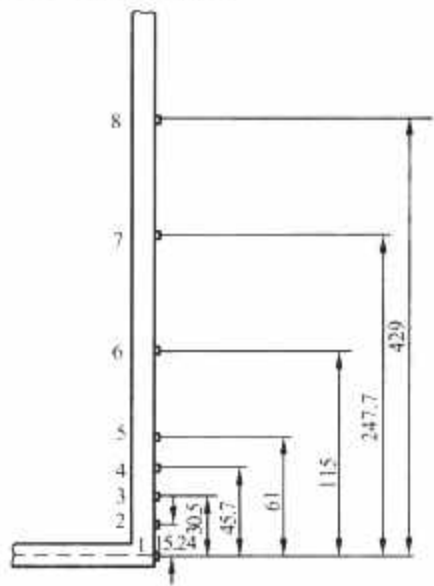


图 9.9-10 L 阀试验装置示意

11 中可以看出，对于充气点 2、3、4、5 试验点几乎都落在同一曲线上，这表明在这些点处充气，L 阀的控制特性相同，改变充气点的位置并不影响这部分管路中的流动结构，在这一段距离中的充气属于正常范围内的充气。在正常的充气量范围内，L 阀的气固输送特性曲线与充气点位置无关，改变充气点位置并不影响这部分管路中的流动结构。

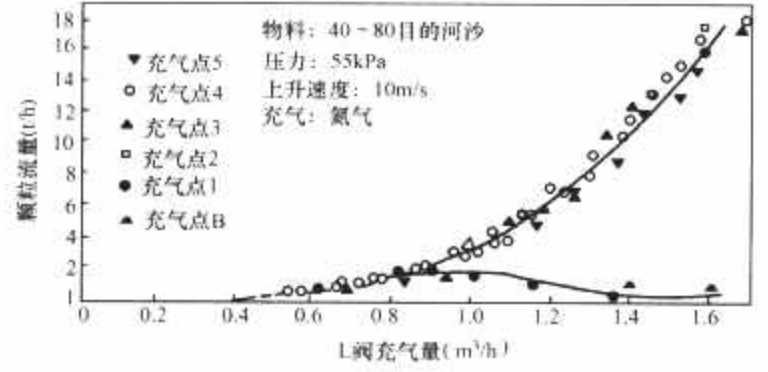


图 9.9-11 固体颗粒流量与充气量的关系

图 9.9-12 示出了其他几个充气点对应的充气量与固体颗粒流量之间的关系。对比图 9.9-11 和图 9.9-12 可以看出，对应于测点 1 的情况比较特殊。测点 1 位于垂直立管下部正对 L 阀中心线处，从图 9.9-11 中可以看出，采用此充气点时的 L 阀流量特性与充气点在最高位置即第 8 点处相同。利用这两个充气点时，L 阀开启后，随着充气量的增加固体颗粒流量增加，但到一个最大流量（对应此工况约为 1.5t/h）时再增大充气量，物料流量就随之下降。因为采用充气点 1 时，气体直接进入 L 阀的水平段，由于在水平段产生分层，大量的气体流经水平段上部的空间直接流入炉内，这时气体起不到推动物料的作用，即要使 L 阀正常运行必须保持一定的充气点高度，这样可以防止气体旁通，使气体能有效地推动物料流动。Knowlton 和 Hirsan 推荐充气点高度到水平管中心线的距离为 L 阀管径的 2 倍以上为最佳。

图 9.9-12 还示出了充气点为 3、6、7 时的充气量与固体颗粒流量的关系，其中充气点 3 为正常充气点位置。从图 9.9-12 中可以看出，随充气位置的提高，曲线变得越来越平坦，即达到同一回料量时所需要的充气量增加，这是因为随着充气点位置的提高，立管的有效高度减少，必须供给更多的气体才能产生所需的有效压头。充气量变大的另一个原因是充气点位置提高，阀的阻力也增大，使立管的有效压头必须提高，这样也势必要增加充气量。

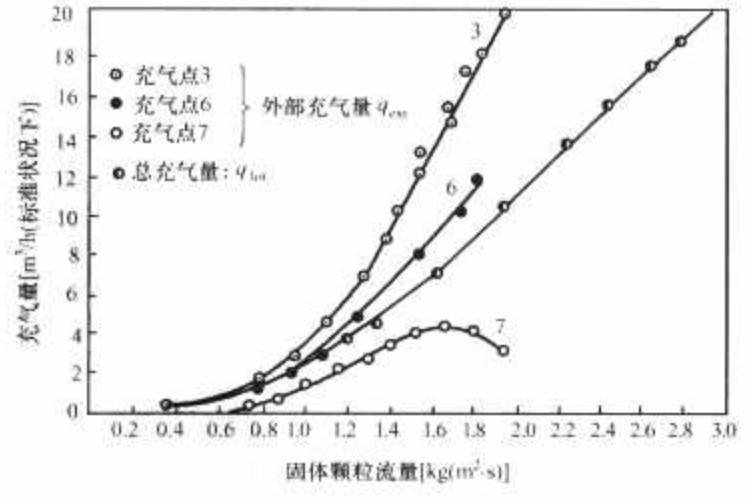


图 9.9-12 充气点位置对 L 阀运行特性的影响

从图 9.9-11 中还可以发现，当充气点位置较高时，不但曲线变得平坦，而且固体颗粒流量有一个最大值。当充气量大于这个最大值对应的充气量时，增加充气量，固体颗粒流量反而下降。其原因是充气点较高时，随着固体颗粒流量的增大，阀的阻力也随之增加，则充气点以上部分的立管必

须提供足够的有效压力来平衡压力的增加,但这个有效压力不是无限制可以增大的,其最大值是立管中料腿与充气点之间的高度差所对应的流态化时的压力,即固体颗粒流量达到最大值时,立管中已达到最小流态化,而继续增大风量立管不能提高有效压力,而且气体会形成气泡沿立管上升,这样会使固体颗粒流量随之下降。实际上在充气点高度较低时也有这个最大值,只不过是试验时没有达到这么大的固体颗粒循环量而已。

从图 9.9-11 和图 9.9-12 还可以看出,充气量必须增大到某一确定值时才有固体颗粒流动,一般称此时的风量为最小松动风量,记为 q_{\min} 。最小松动风量与固体颗粒特性、立管直径 D_{ST} 及 L 阀结构特性有关,刘景源等综合了 Knowlton、Hirsan 和自己的试验结果,提出了最小松动风量的计算公式为

$$q_{\min} = 111 \rho_p^{0.91} d_p^{1.12} D_{ST}^{1.25} \quad (9.9-9)$$

式中: ρ_p 为颗粒密度, kg/m^3 ; d_p 为颗粒直径, m 。

利用该公式可以估算 L 阀中固体颗粒初始流动所需要的最小充气量。刘景源等还回归出了 L 阀固体颗粒流量 m_p 与外部充气量 q 之间的关系式为

$$\frac{m_p}{\rho_p D_{ST}^2 u_p} = 229 \left(\frac{q - q_{\min}}{D_{ST}^2 u_p} \right)^{1.5} \left(\frac{\rho_p}{\rho_g} \right)^{-0.56} \left(\frac{d_p}{D_{ST}} \right)^{-0.6} \quad (9.9-10)$$

应该指出的是,利用此公式仅能计算正常充气点范围内的固体颗粒流量,即图 9.9-12 中 m_p 随 q 上升的部分,而如果立管高度不能提供足够有效压力,则不能采用该式进行计算。L 阀中最大的固体颗粒流量取决于 L 阀的性质、颗粒特性、分离器分离的固体颗粒流量以及固体颗粒循环回路的总体压力平衡关系等,其计算可采用下面介绍的方法。

固体颗粒循环回路的压力平衡关系可根据式 (9.9-1) 求得。在公式中循环流化床的压降、分离器的压降可参见其他章节给出的公式计算,而 Δp_{LS} 由水平段阻力 Δp_{HP} 和弯管段阻力 Δp_{BP} 组成,即

$$\Delta p_{LS} = \Delta p_{HP} + \Delta p_{BP} \quad (9.9-11)$$

密相输送时水平管中的压降可用下式计算

$$\left(\frac{\Delta p_{HP}}{L \rho_b g} \right) \left(\frac{D_{ST}}{d_p} \right)^{0.025} = 4.266 u_p^{0.45} \quad (9.9-12)$$

骆仲决等提出了弯管段压力损失的计算公式

$$\Delta p_{BP} = 13.8 \rho_b u_p^{0.45} \left(\frac{D_{ST}}{d_p} \right)^{-0.25} \quad (9.9-13)$$

式中: ρ_b 为管内颗粒流的密度, kg/m^3 。

如果已知固体颗粒流量,就可根据式 (9.9-12) 和式 (9.9-13) 计算出 L 阀的压降,该压降加上炉膛、分离器的压降之和必须由立管来平衡,立管以从充气点起算的料位高度来平衡此压降,最大料封压力是立管中临界流态化时的压力,即

$$\Delta p_{ST, \max} = \rho_b g H_{ST} \quad (9.9-14)$$

如果立管不能提供足够的料时,计算得到的 Δp_{CB} 、 Δp_{SP} 、 Δp_{LS} 之和大于 $\Delta p_{ST, \max}$, 说明固体颗粒流量在该循环系统中不可能达到。此方法可用于计算时校核,在要求求出最大固体颗粒流量时,可根据立管性质求出 $\Delta p_{ST, \max}$, 再联解 Δp_{LS} 、 Δp_{CB} 、 Δp_{SP} , 由计算机插值法可求出 $m_{p, \max}$ 。

根据试验结果可知,充气点的位置应位于 L 阀的水平段中心线以上 $(2 \sim 4) D_{LV}$ 。有关 L 阀的充气点结构, Basu 和 Fraser 指出,对于直径 0.3m 以下的 L 阀可采用一个充气点,而对于更大直径的 L 阀则应沿圆周至少布置四个充气点。

(3) L 阀的水平段的长度不仅反映在式 (9.9-12) 所示的压力损失上,而且在很大的程度上也影响 L 阀的正常运行。当 L 阀的水平段过长时,不但会使 L 阀阻力升高, L 阀风机压力提高,立管长度需加长,而且还会使 L 阀的启动及调节性能变差,因为 L 阀启动及正常运行时所需的风机压力是不相同的。但当 L 阀的水平段过短时,会使阀门自锁性不好,即停止送风后还会有一部分颗粒返回床层。浙江大学提出,保证 L 阀能有效关闭的最短 L 阀的长度可由下式计算

$$L_{LV, \min} = 2 D_{LV} \cot \theta_r \quad (9.9-15)$$

式中: θ_r 为立管与水平方向的倾角。

Basu 和 Fraser 提出, L 阀水平段的最大长度为

$$L_{LV, \max} = (8 \sim 10) D_{LV} \quad (9.9-16)$$

但如果在具体设计时,分离器和燃烧室相距较远,按常规设计 L 阀水平段长度超过式 (9.9-16) 给出的值时,可以在下面两个办法中选一个:一个是在 L 阀水平段的底部送入流态化空气以帮助固体颗粒的流动;另一个是立管采用倾斜管,但注意倾斜角度应大于 55° 。

前面已经介绍, L 阀一般采用专用 L 阀风机供给充气, L 阀风机选型时必须考虑启动和运行的差别。骆仲决等的试验结果表明,由于在 L 阀启动时需克服颗粒的静摩擦力,这个力要比正常运行时需克服的动摩擦力大得多。在没有其他精确数据的情况下, L 阀水平段和弯段的阻力可以分别在式 (9.9-12) 和式 (9.9-13) 的基础上乘以 2.5, 注意此时的 u_p 为颗粒启动后正常运行时的颗粒速度。

4.3 流动密封阀的设计

与 L 阀的设计相类似,流动密封阀也需针对特定的固体颗粒质量流量进行设计。在循环流化床锅炉中流动密封阀的供风由单独风机供风,以保证流动密封阀出口压力大于或等于固体颗粒循环入炉处的压力。如果忽略流动密封阀出口管道的压力损失,则可以得到一个设计流动密封阀必须满足的压力平衡式

$$p_{LS} - \Delta p_{\text{dist}, LS} - \Delta p_{b, LS} \geq p_{\text{f}} - \Delta p_{\text{dist}, mb} - \Delta p_{mb} \quad (9.9-17)$$

式中: p_{LS} 为流动密封阀风箱内的风压, Pa; p_{f} 为主床风箱的风压, Pa; $\Delta p_{\text{dist}, LS}$ 为流动密封阀布风板压降, Pa; $\Delta p_{\text{dist}, mb}$ 为主床布风板压降, Pa; $\Delta p_{b, LS}$ 为流动密封阀压降, Pa; Δp_{mb} 为主床回料管入口以下段压降, Pa。

流动密封阀出口处的风速一般略高于颗粒的临界流态化风速,所以 $\Delta p_{b, LS}$ 可以保守地估计为

$$\Delta p_{b, LS} = (1 - \epsilon_b) \rho_p H_{LS} g \quad (\text{Pa}) \quad (9.9-18)$$

式中: ϵ_b 为床层空隙率, Pa, 其值可近似取为 ϵ_{mf} ; H_{LS} 为流动密封阀出口管与布风板高度差, m。

对于主床回料管以下段的床层,一般可认为是湍流流化床,从而可采用湍流流化床的压力降计算其压降,学者 Basu 和 Fraser 建议空隙率取为 0.8。

式 (9.9-17) 是在流动密封阀设计中应该满足的条件,可作为校核用。在进行物料回送装置立管的设计时,由于回送装置的阻力为出口室流化床的阻力,所以只要用式 (9.9-18) 代入计算式即可,注意此时循环床的压降为进口管至床出口的压降。

在确定了立管的直径后,确定流动密封阀的结构尺寸可根据立管直径进行估算。在缺乏其他公式时,可近似地按下述方法选择回料管的上升(移动填充床)管径和回料管的管径。

对单路流动密封阀, 上升管和回料管的管径基本上与立管相同。

对双路流动密封阀, 上升管和回料管管径相同, 两根上升管(或两根回料管)的流通截面为立管流通截面的1~1.2倍。

回料管与水平面的倾角至少应超过物料的堆积角。

5 外置式换热器

外置式换热器实际上是一个或多个仓室构成的非燃烧细粒子鼓泡流化床, 布置在高温灰循环回路中, 位于分离器下部。高温循环物料经分离器分离后, 利用分流装置(如锥形阀)的控制, 使一部分物料经回送装置以高温灰形式返回炉膛, 另一部分流经外置式换热器, 与布置在外置式换热器内的受热面进行热交换后, 以低温灰形式返回炉膛, 如图9.9-13所示。外置式换热器内布置的受热面通常有蒸发、过热或再热受热面。通过调节进入外置式换热器和回送装置的循环物料流量的比例, 实现床温控制和汽温控制的要求。与不带外置式换热器的循环流化床锅炉相比, 外置式换热器使燃烧和传热分开, 大大提高了床温、汽温调节和锅炉负荷调节的灵活性。它尤其有利于锅炉受热面的布置, 特别是再热器的布置, 易于循环流化床锅炉的大型化。但外置式换热器使循环流化床锅炉的结构和运行控制系统复杂化, 投资增加, 因此它在中小容量循环流化床锅炉中应用并不占优势。

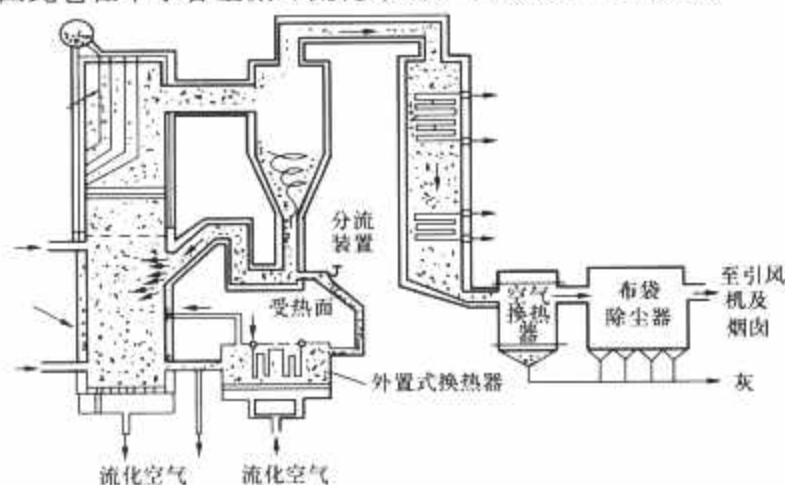


图 9.9-13 带外置式换热器的循环流化床锅炉布置图

5.1 布置外置式换热器的优点

5.1.1 有利于受热面布置和磨损小

随着锅炉容量和参数的增加, 炉膛水冷壁受热面面积与炉膛容积之比将减小, 当循环流化床锅炉的容量超过220t/h时, 单靠在炉膛内布置水冷壁, 就很难保证合理的床温和炉膛出口温度。对此, 循环流化床锅炉在炉膛上部布置附加受热面(水冷屏、双面水冷壁、过热器屏和再热器屏), 但是布置于炉膛上部的受烟气和粒子流冲刷的附加受热面成为锅炉内磨损最严重的部件。为减少磨损, 有些公司不得不采用异型管(即所谓“Ω管”)。并且, 附加受热面管还处于热强度很高的区域, 而吸热量又是不可控的, 这不仅不利于变工况运行, 而且对其传热量计算的精确性提出了更高的要求。

如果使用外置式换热器, 受热面布置就容易得多了。通过外置式换热器对分离灰的冷却, 可有效控制床温和炉膛出口温度。外置式换热器其实是一个鼓泡床, 它的流化速度很低, 粒子较细(100~500μm), 所以它不存在严重的磨损问题。

5.1.2 负荷调节性能好和有利于污染物排放控制

锅炉负荷的调节是通过改变燃料量和相应的进风量实现的, 对于没有外置式换热器的循环流化床锅炉, 在降负荷运

行时, 由于炉内受热面的吸热量不可能按比例降低, 因此, 相对较多的吸热量会使床温下降, 导致燃烧反应和脱硫反应不完全, 效率下降。另外, 过热蒸汽温度也不易保持。而带有外置式换热器的系统, 在降低负荷时, 在减少燃料量和进风量的同时, 可适当减少通过外置式换热器的循环灰量, 使回灰温度上升, 从而补偿了此时炉膛水冷壁相对较多的吸热量, 使床温相对稳定。因此, 它在低负荷时仍然有良好的运行工况。

稳定的床温和燃烧工况对稳定控制 NO_x 、 SO_2 、 CO 、 C_xH_y 等污染物的排放也是极其重要的。

5.1.3 汽温调节性能好

蒸汽温度的调节性能, 尤其是再热汽温的调节性能是锅炉性能保证的一个重要环节。在没有外置式换热器的循环流化床锅炉中, 在炉膛上部布置的附加受热面吸热量是不可控制的, 因此, 汽温调节往往采用喷水和在烟气温度较低的尾部烟道(如挡板调温)来完成。对于再热蒸汽温度采用喷水调节, 降低了机组运行的经济性。而在带有外置式换热器的系统中, 可分别在外置式换热器内布置过热器和再热器, 通过控制流过其中的循环灰量调节过热汽温和再热汽温。它的调节方式简单、灵敏度高、操作性能好。可以认为, 带有外置式换热器的循环流化床锅炉具有良好的汽温调节性能。

5.1.4 燃料的适应性强

对于任何燃料, 包括常规燃烧方式难以燃烧的燃料, 都可以进行循环流化床锅炉的特殊设计, 使之有效燃烧, 并满足锅炉的各项性能参数。而一旦一台循环流化床锅炉设计完成, 因受受热面布置方式的限制, 它的燃料适应性是有限的, 它只能燃烧与设计燃料相同或相近的燃料, 否则, 锅炉的性能难以保证。因此, 如何在一台循环流化床锅炉上提高其燃料适应性仍是一个要不断探索的课题。

带有外置式换热器的循环流化床锅炉在燃料变化时, 可以通过改变外置式换热器的吸热量来调整锅炉辐射吸热和对流吸热的比例, 从而在维持最佳床温的条件下达到锅炉出力和汽温等参数的要求。因此, 可以说, 带有外置式换热器的循环流化床锅炉具有良好的燃料适应性。

5.1.5 耐腐蚀性好

在燃烧腐蚀性燃料, 特别是城市垃圾和工业垃圾时, 在某一温度区段(金属管壁温度在500℃左右)会发生HCl气体腐蚀。因此, 这类锅炉面临的重大难题是无法提高蒸汽参数。而采用外置式换热器就可以很好地解决这个问题, 因为外置式换热器内的受热面不与腐蚀性烟气接触, 可将在腐蚀性区段的受热面布置在外置式换热器内, 从而避免腐蚀性气体对受热面的侵害。

5.2 外置式换热器设计原则

外置式换热器布置在高温物料回路中, 既要完成传热任务, 又要保证循环物料的顺利返料, 同时又要参与炉膛与受热面工质的调温过程, 所有这些决定了外置式换热器设计及运行的复杂性。外置式换热器的设计应考虑以下几个方面:

5.2.1 外置式换热器物料分流和调节的原则

外置式换热器对炉膛温度及外置式换热器内受热面工质温度的控制和调节实际上是通过控制进入外置式换热器和返料装置的循环物料量比例来实现的。高温循环物料被分离下来进入下料立管后, 在分流装置的作用下, 一部分进入外置式换热器, 完成换热后以低温灰形式返回燃烧室, 而另一部分则进入回送装置, 以高温灰形式返回炉膛。通过控制低温灰和高温灰的比例控制炉膛温度及外置式换热器内受热面工

质温度,因此保证循环物料分流并对分流量充分控制和调节是实现外置式换热器调温手段的前提。

5.2.2 外置式换热器内热负荷匹配原则

外置式换热器用来吸收循环回路中的一部分热量以保证最佳的炉膛温度和过量空气系数。外置式换热器热负荷即外置式换热器内受热面吸热量占锅炉总吸热量或循环回路吸热量的比值,一般与燃料种类、锅炉容量及炉内受热面布置有关。

燃料的种类不同,其燃烧和脱硫特性也不同,高硫煤如石油焦必须在850℃左右燃烧才能达到最佳的脱硫效果;而低硫低反应活性的煤种如无烟煤屑,应运行在较高的温度和过量空气下才能达到较高的燃烧效率。因此,燃料特性决定了炉膛最佳燃烧温度,从而也确定了离开炉膛的热量份额。而对于不同燃料,烟气在同一温度下离开炉膛时带走的热量份额不同,燃用劣质燃料如废木料时烟气将近60%的燃烧热带进对流烟道;而燃用优质燃料,如烟煤时烟气仅将40%左右的燃烧热带进对流烟道。因此,不同燃料,循环回路中吸收的热量份额也不同,为了保证最佳的燃烧、脱硫温度和过量空气系数,外置式换热器在循环回路中吸收的热量份额即热负荷也不同。燃用优质燃料时,外置式换热器热负荷高一些,燃用劣质燃料时则低一些。

锅炉容量对外置式换热器热负荷的影响主要表现在随着锅炉容量的变化,锅炉蒸汽参数不同,而引起外置式换热器热负荷的变化。如高参数锅炉,其蒸发吸热量减少,则循环回路中炉膛水冷壁吸热量较小,为保证稳定的炉内温度,必须增加外置式换热器的吸热量;反之,外置式换热器吸热量减少。

炉内受热面的布置直接影响外置式换热器热负荷,如前所述,炉内受热面增多,则循环回路中炉内吸热量增多,而外置式换热器吸热量减少。

一般来讲,外置式换热器热负荷不能太大,否则易于引起炉膛内温度和物料流动的波动,而且造成外置式换热器结构庞大,占地面积大,不利于锅炉的总体布置;同时,外置式换热器热负荷也不能太小,否则外置式换热器的调节效果不明显,不利于床温和汽温的控制。

5.2.3 外置式换热器内受热面布置原则和方法

外置式换热器内布置的受热面通常有省煤器、蒸发受热面、过热器和再热器。对非再热机组,外置式换热器内通常布置省煤器/蒸发受热面和过热器;对于再热机组,外置式换热器内一般布置末级再热器,利用改变循环物料量来控制再热蒸汽温度,利用改变流经布置有过热器的外置式换热器的物料量来控制炉膛温度。当外置式换热器内布置有不同种类的受热面时,应用分隔墙分隔出不同床温的分床,以达到最佳的传热效果。分隔墙上应开有压力平衡孔,以保证各床之间的压力均衡,减少波动,增加流动的稳定。

外置式换热器内受热面种类及其热负荷确定以后,根据能量平衡确定各个分床的床温,即进口循环物料带入的热量+流化空气带入的热量=受热面工质吸热量+循环物料带走的热量+流化空气带出的热量。

外置式换热器实际上是一个细颗粒的鼓泡流化床,流化风速在1m/s左右。

Werderman和Werther等对外置式换热器内的传热进行了研究,并对床内的温度分布等进行了测量。实际上,流化床内的传热系数可以采用常规鼓泡流化床的传热系数的计算方法进行计算,即床层与受热面的总传热量可以采用下式计算

$$q = KA_0(T_b - T_0) \quad (9.9-19)$$

$$K = \frac{1}{\frac{r_0}{r_1 h_1} + \frac{r_0 \ln(r_0/r_1)}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \quad (9.9-20)$$

式中: A_0 为受热面积, m^2 ; T_b 、 T_0 为床温和工质温度, $^{\circ}C$; K 为总传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; h_1 、 h_2 为管子内侧和外侧的表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; r_0 、 r_1 为受热面的外径和内径, m ; λ 为热导率, $W/(m \cdot K)$ 。

受热面外侧的传热可以采用细颗粒鼓泡流化床床层与受热面之间的传热计算式计算,传热系数受很多因素的影响,例如固体颗粒粒径、床层温度、流化风速等,一般在外置式换热器中的床层对受热面的传热系数为200~500W/($m^2 \cdot K$)。计算时可以采用 Andeen 和 Glicksman 的公式计算

$$h_2 = 900(1 - \epsilon) \frac{\lambda_g}{2r_0} \left[\frac{2u_g r_0 \rho_p}{\mu} \frac{\mu^2}{d_p^3 \rho_p^2 g} \right]^{0.326} Pr^{0.3} + \frac{\sigma(T_b^4 - T_s^4)}{(1/\epsilon_b + 1/\epsilon_s - 1)(T_b - T_s)} \quad (9.9-21)$$

$$\epsilon_b = 0.5(1 + \epsilon_p) \quad (9.9-22)$$

式中: σ 为斯忒藩-玻耳兹曼常数, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$; T_b 、 T_s 为外置式换热器的床层和管壁的温度, K ; ϵ_s 为管壁的黑度; u_g 为床层的空截面风速, m/s ; ϵ 为床层空隙率; ϵ_b 为床层的黑度; ϵ_p 为床料的黑度; λ_g 为流化气体热导率, $W/(m \cdot K)$; Pr 为普朗特数。

管内流动的工质(蒸汽、空气等)对管壁的表面传热系数 h_1 , 可根据锅炉计算标准的公式进行计算。若管内工质为水,则一般 h_1 比 h_2 大一个数量级,从而式(9.9-20)中分母的第一项就可以忽略了。

传热系数确定以后,根据受热面工质参数,计算受热面面积,确定受热面的结构尺寸。埋管受热面的横、纵向节距也是十分重要的参数,直接影响外置式换热器的传热和阻力特性。

受热面管束的固定是一个比较关键的问题。由于受热面管束浸没在鼓泡流化床中,要受到物料的冲刷和脉冲力的作用,在高温区域受热面还有很大的膨胀量。在设计时必须给予足够考虑。某些外置式换热器在运行中就出现过振动、夹持元件脱落等问题,造成受热面磨损和泄漏,影响了机组的正常运行。

外置式换热器受热面可采用悬吊结构。每片受热面蛇形管束之间焊有小块扁钢,使之在纵向方向上构成一个“钢体”;在横向方面上,每5片蛇形管用梳形钢板焊到一起,使之成为刚性较强的整体,然后焊到吊挂管上,整个受热面通过吊挂管穿过外置式换热器顶棚连到受热面集箱上,然后悬吊在固定架上。

5.2.4 外置式换热器结构确定原则和布风装置的设计原则

外置式换热器包括进料管、进料室(空室)、换热室、溢流室和回料管等,如图9.9-14所示。所有仓室的内壁均

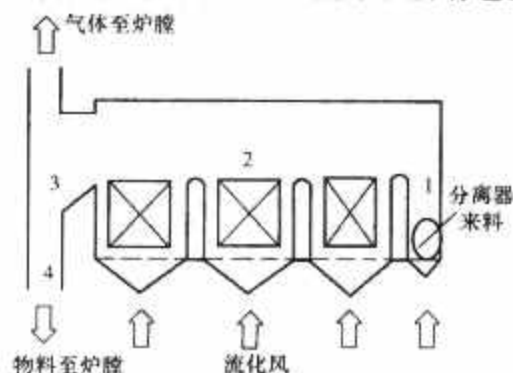


图 9.9-14 外置式换热器结构示意图

1—进料室; 2—换热室; 3—溢流室; 4—回料

敷设有耐磨材料、耐火保温材料和保温材料，以防磨损和保证运行的安全性及经济性。

各仓室间的隔墙由耐磨浇注料浇注而成，其内由水冷的管子支撑和冷却，以防因热膨胀使隔墙倒塌。

外置式换热器每个仓室下部开有排渣管，保证事故状态下排掉循环物料，或排掉脱落的大块耐磨材料，以免结渣。

外置式换热器各仓上部开有加料口，以在启动前向外置式换热器各仓室内添加物料，避免炉膛烟气短路。

外置式换热器上还开有人孔，供事故检修用。

外置式换热器荷载十分庞大，应采用支撑结构。由于外置式换热器与炉膛、分离器的膨胀方向不同，它们之间存在着三向膨胀差，所以必须在它们之间的连接处加设三向膨胀节。

外置式换热器所采用的布风装置与目前流化床锅炉采用的布风装置基本上是相同的。布风装置上的风帽应保证均匀地分布，以保证固体颗粒能均匀流化和换热，避免出现停滞和死区。风帽采用小尺寸钟罩式风帽。

为保证外置式换热器各仓室的调节性能，各仓室应采用独立配风方式，以利运行调整。

在外置式换热器的设计中，由于需布置受热面，所以外置式换热器的床层面积一般都比仅做返料用的回送装置为大。虽然流化风速不高，但总风量还是比较大的，所以在外置式换热器上部都布置有空气回送管道，将流化空气直接引入炉膛的稀相区，一方面保持外置式换热器的压力稳定使床内流动不产生脉动，另一方面使这股热空气作为二次风使用，以提高锅炉的效率。

第10章 循环流化床锅炉的其他关键部件

1 布风装置

布风装置结构和尺寸是否合理直接决定着流化床内物料的流化质量,从而影响锅炉的点火、运行、锅炉的燃烧、锅炉性能、锅炉的安全性和经济性。

布风装置由布风板和风室组成。

1.1 布风板设计要求

(1) 保证气流沿整个床面均匀分布,使物料流化良好,避免发生气泡过大、节涌和沟流等异常流化现象。

(2) 进入炉膛下部的一、二次风应具有足够的动能,保证床料强烈的扰动与混合。

(3) 应有足够的压降,保证低负荷时仍能均匀布风与物料良好的流化。

(4) 具有足够的强度和刚度,能支承本身和床料的重量,压火时布风板受热不变形,风帽不烧损,并考虑到检修清理方便。

(5) 方便大渣向排渣口流动,防止大渣堆积而造成结焦。

(6) 保证布风板不漏渣。

1.2 布风板形式及结构

布风板由支撑板、风帽和耐磨隔热层组成。支撑板有水冷和非水冷两种。风帽的种类很多,可根据需要选择不同形式的风帽。耐磨隔热层由耐磨浇注料和耐火保温浇注料组成。

支撑板的有效面积的确定在流化床锅炉设计中占有重要的地位。支撑板有效面积的大小直接与锅炉的负荷特性相关。

布风板截面积的确定通常是根通过布风板的一次风量和风速来确定的

$$A_d = \frac{m(273 + T) \times 101.325}{273pV} \quad (\text{m}^2) \quad (9.10-1)$$

式中: A_d 为支撑板有效面积, m^2 ; m 为通过布风板的一次风量, m^3/s (标准状态下); T 为床温, $^{\circ}\text{C}$; p 为布风板上的绝对压力, Pa ; V 为布风板处流化速度,通常无烟煤、烟煤取 4.5m/s ,褐煤、次烟煤取 $3.75\sim 4.5\text{m/s}$,对于水分超过15%的褐煤与次烟煤,还应限制一次风与燃料水分引起的布风板处流化速度在 $4.8\sim 5.5\text{m/s}$ 的范围内。

布风板的截面积确定后,还应确定布风板的宽度和深度尺寸,宽度通常取炉膛的宽度,然后用 A_d 除以宽度即可确定深度尺寸。

1.2.1 非水冷布风板

这种布风板由花板、风帽和耐磨隔热层组成,如图9.10-1所示。其用于鼓泡床和小容量循环流化床锅炉。

1.2.1.1 花板

花板的作用是支承风帽和耐磨隔热层,花板的截面形状大小决定于密相区底部段的截面,它通常是由厚度为 $12\sim 20\text{mm}$ 的钢板,或厚度为 $30\sim 40\text{mm}$ 的整块铸铁板或分块组

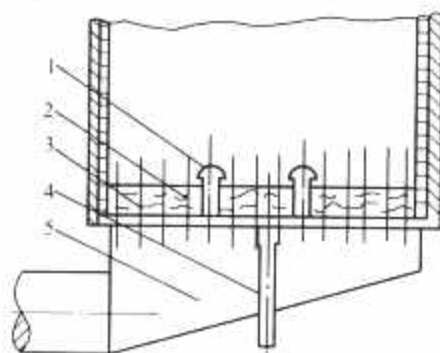


图 9.10-1 非水冷布风装置结构
1—风帽; 2—耐磨隔热层; 3—花板;
4—排渣管; 5—风室

合而成的。不论花板的形状是矩形的或圆形的,花板上的开孔也就是风帽的排列,均应以均匀分布为原则,因此开孔节距通常是等边三角形的,节距的大小决定于风帽的大小(一般为风帽帽檐直径的 $1.5\sim 1.75$ 倍)及风帽的个数与气流的小孔流速。图9.10-2示出了一个典型的花板结构,为便于固定和支撑,花板的实际加工尺寸要大些,每边应多留 $50\sim 100\text{mm}$ 。当采用多块钢板拼接时,必须用焊接或用螺栓连接成整体,以免受热变形,产生扭曲、漏风和耐磨隔热层裂缝。花板的形状原则上按炉型而定,但目前用得最广泛的是矩形花板。为及时排除物料中沉积下来的大颗粒和杂物,如渣块、石块和铁屑等,要求在花板上开设若干个大孔,以便安装排渣管。

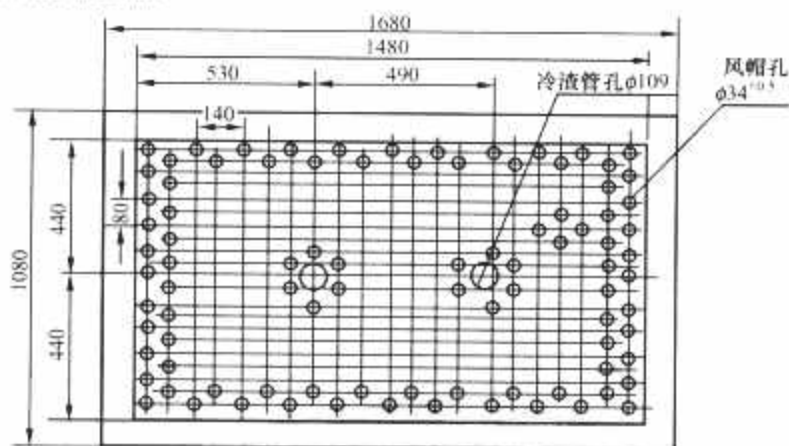


图 9.10-2 花板结构

1.2.1.2 风帽

风帽结构形式很多。图9.10-3示出了目前应用最广泛的菌状(或蘑菇状)和柱状两种形式风帽图。

图9.10-3(a)和图9.10-3(b)为带有帽头的风帽,这种风帽阻力大,但气流的分布均匀性较好。连续运行时间较长后,一些大块杂物容易卡在帽檐底下,不易清除,冷渣也不易排掉,积累到一定程度,风帽小孔将被堵塞,导致阻力增加,进风量减少,甚至引起灭火,需要停炉清理。图9.10-3(c)和图9.10-3(d)为无帽头风帽,这种风帽阻力较小,制造容易,但气流分配性能略差。

风帽小孔采用四周侧向开孔,每个风帽开孔 $6\sim 12$ 个,可以一排或双排均匀布置,小孔直径一般采用 $4\sim 6\text{mm}$,小孔中心线成水平,也可向下倾斜 15° ,以利于风帽间粗颗粒

他局部床层的“压死”。反之，如果布风板具有一定的阻力，那么一旦在这个颗粒较疏的局部截面上由于床层压降的减少而气流速度稍有增大的同时，这个局部截面上布风板压降的增大就会弥补床层压降的减少，抑制气流的进一步增大和颗粒的进一步变疏，防止恶性循环的不稳定性的产生。这就是为什么布风板必须具有一定阻力与气流产生一定压降的原因。

根据大量的运行经验，布风板阻力为整个床层阻力（布风板阻力和料层阻力之和）的25%~30%才可以维持床层稳定运行。

1.2.1.3 耐磨隔热层

为避免布风板磨损和受热而挠曲变形，在花板上必须有一定厚度的耐磨隔热层，如图9.10-4所示。其厚度一般为100~150mm。风帽插入花板以后，花板自下而上涂上隔热层和耐磨层，直到距风帽小孔中心线以下15~20mm处。这一距离不宜超过20mm，否则运行中容易结渣，但也不宜离风帽小孔太近，以免堵塞小孔。

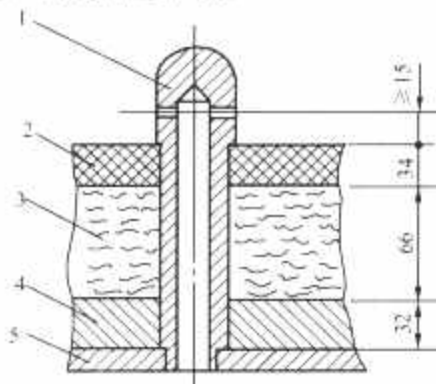


图 9.10-4 布风板耐磨隔热层
1—风帽；2—耐磨层；3—绝热层；
4—密封层；5—花板

1.2.2 水冷布风板

对于中、大型循环流化床锅炉，往往采用床下启动方式，为保证布风板安全可靠的运行，采用了水冷布风板，如图9.10-5所示。水冷布风板的支撑板是由管子和鳍片焊接而成的膜式水冷壁，风帽装焊在膜式壁的鳍片上，膜式水冷壁与炉膛水冷壁循环回路相连，从而得到锅炉水的冷却，布风板的载荷也由相连的水冷壁承担。对于水冷布风板的布置应注意水循环的安全性。

图9.10-5为220t/h高压自然循环流化床锅炉所用的布风板，是由 $\phi 89 \times 9$ mm的碳钢管和鳍片厚度为6mm碳钢扁钢焊接而成。膜式水冷壁两端分别与前、后墙水冷壁下集箱相连，除作为布风板的支撑板外，还是后墙水冷壁的供水管。风帽形式为S型风帽。采用中间除渣方式，布风板上的耐磨浇注料从四周向中间倾斜，以利于大颗粒的渣向排渣口移动，防止大渣堆积而产生分层流化而结焦。

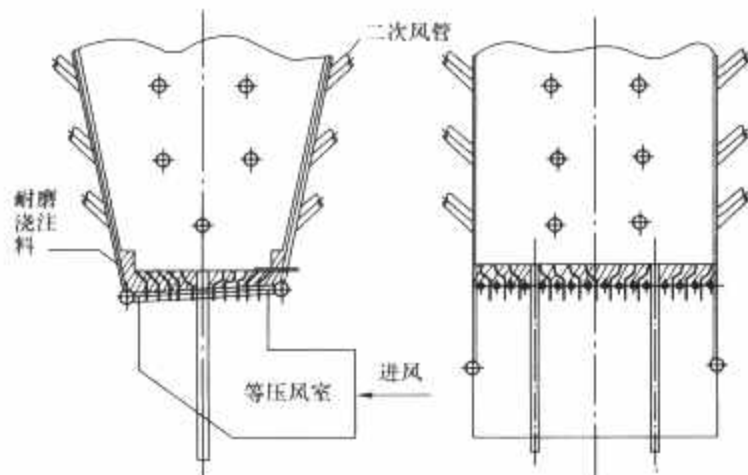


图 9.10-5 具有水冷布风板的布风装置

风帽种类很多，常用的风帽主要有S型风帽、钟罩式风帽、定向风帽和T型风帽。

(1) S型风帽（猪尾巴管型风帽）如图9.10-6所示。S型的小弯曲半径和出气端变为椭圆形，增大了风帽的局部阻力系数，提高了布风的均匀性。风帽的材料为不锈钢，图9.10-6中尺寸A根据风帽布置决定，一般为70~110mm，倾角 α 根据尺寸A决定， $\alpha=4^\circ \sim 7^\circ$ ，以免物料落入风室中。该类型的风帽一般布置在耐磨隔热层内，没有裸露在耐磨隔热层外的部分，因此基本没有磨损问题。由于S管开口是垂直向上的，因此物料颗粒也最容易直接落入风帽的垂直部分引起堵塞，导致布风板局部区域流化风量不足而结焦，由于S型结构的固有特点，风帽堵塞后极难清理，特别是水冷壁爆管后，如不及时清理，渣在管内干燥后，清理更困难，甚至清理不净导致布风板的阻力增加。

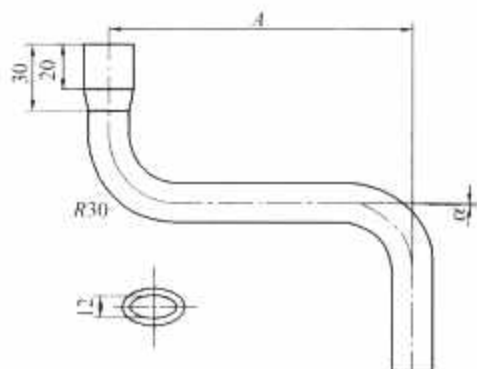


图 9.10-6 S型风帽（猪尾巴管型风帽）

(2) 钟罩式风帽如图9.10-7所示。它由内管和外罩组成，内管产生较大的压降，外罩则向炉内布风。气体在风帽内经三次转弯和两次穿孔，使其局部阻力系数较大，这样风帽出口速度不至过高，从而减轻风帽的磨损。内管的孔径较小，外罩内的孔径较大，这样不易被大颗粒渣堵塞。内管分为两段，便于拆卸检修和改造。安装时应保证内管的顶部与外罩内壁接触，否则造成气体短路而降低布风板的压降，影响布风效果。外罩直径较大，布置间距也较大，风帽数量较少，易于检修。外罩与内管采用螺纹连接，易于检修和更换。但应采取有效措施，防止运行时外罩松动和脱落，使物料落入风室内。内管由不锈钢管制成，外罩采用耐热钢精铸而成。

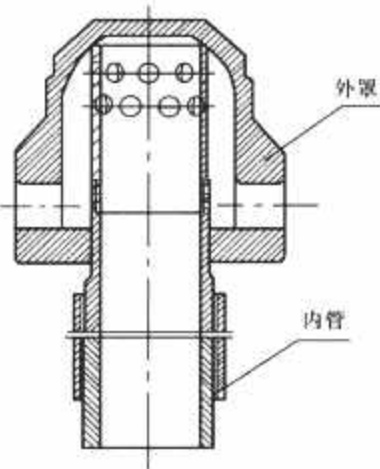


图 9.10-7 钟罩式风帽

(3) 定向风帽如图9.10-8所示。定向风帽在炉底形成的气流流向可以将粗颗粒物料吹向排渣口，有利于渣的定向流动；能尽快将带有石块或其他杂质的物料排出；定向风帽的口径较大，出口向下倾斜，不易堵渣。但由于定向风帽局部阻力系数小，为了保证足够的布风板阻力，必须提高风帽的出口速度，而且风帽开口方向均为排渣口方向，因此，风帽经常发生后帽吹前帽的情况，导致严重的磨损。同时这种风帽容易出现物料漏入风室的现象。

(4) T型风帽如图9.10-9所示。由于该类型风帽会出现大量物料倒流回水冷风室、磨损以及大型化后流化效果不好等问题，因此该类型风帽已较少使用。

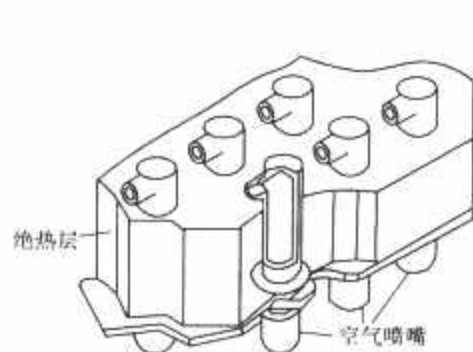


图 9.10-8 定向风帽

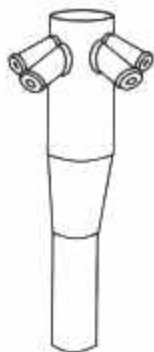


图 9.10-9 T型风帽

1.3 风室

为了使布风板上方的气流速度能够分布均匀，为均匀稳定的流化床层创造良好的条件，要求布风板对气流具有一定的重整阻力。气流重整阻力的大小是与布风板下风室中的气流分布不均匀性成正比的，因此应使风室中的气流能够在布风板入口有较好的分布，以便在一定的布风板压降下使布风板上的气流分布更均匀。

(1) 风室设计的要求。

1) 具有一定的强度、刚度及气密性，在运行条件下不变形，不漏风。

2) 具有一定的容积使之具有一定的稳压作用，消除进口风速对气流速度分布不均匀性的影响，一般要求风室内平均气流速度小于 1.5m/s 。

3) 具有一定的导流作用，尽可能地避免形成死角与涡流区。

(2) 对于鼓泡床和小容量的循环流化床锅炉常见的风室布置方式，如图 9.10-10 所示。

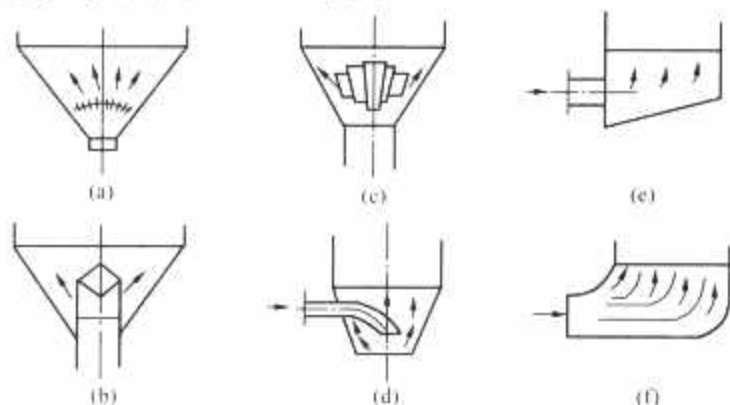


图 9.10-10 常见的风室布置方式

(a)、(b)、(c) 底部进风倒锥形风室；

(d)、(e) 侧向进风风室；(f) 带气流导向板的侧向进风风室

图 9.10-10 (a)、(b)、(c) 气流均是从底部进入风室的，风室呈倒锥形，具有布风均匀的优点，但其既要求较大的高度，又要求适合于圆形的布风板。因此，在流化床锅炉常见的是图 9.10-10 (d)、(e)、(f) 三种形式。图 9.10-10 (d) 与图 9.10-10 (e) 在结构上较为简单，图 9.10-10 (f) 较图 9.10-10 (d)、(e) 增加了气流的导向板，使气流的分布更趋于均匀，但由于导向板的存在，落渣管必须穿过导向板而引出，在结构上变得较为复杂。

(3) 由于中、大型循环流化床锅炉中采用床下启动技术较多，因此风室一般设计成水冷型，即风室、布风板做成水冷壁的一部分，与下部水冷壁做成一体，一次风引入风室的方式通常有下部垂直引入和水平引入两种。下部引入方式在风室内得到的流场较好，但由于结构的原因，该布置方式的锅炉炉膛较高。在水冷风室的四周和底部，为保证运行的安全性，敷设一层一定厚度的耐磨浇注料或耐火保温浇注料。

水平引入除水冷风室外，还有由钢板制成的等压风室，如图 9.10-5 所示。等压风室的结构特点是具有倾斜的底面，有利于使风室内的静压沿深度分布更加均匀，这样可使一次风在进入风室后流场更加合理。在倾斜底面距布风板的最短距离称为稳压段，其高度一般不小于 500mm ，底边倾角一般为 $8^\circ\sim 15^\circ$ ，风室的水平截面积与布风板的有效截面积相等。为了使风室具有更好的均压效果，在设计中还应注意，气流在风室的上升速度不应超过 1.5m/s ，进入风室的气流速度应低于 10m/s 。流化床锅炉一次风布风系统阻力较大，一般布风板压降在 $4000\sim 6000\text{Pa}$ ，而一次风风室的压降一般仅有 100Pa 左右，占整个布风系统的 $2.5\%\sim 1.7\%$ ，对布风板布风的均匀性影响不大，因此在结构布置较困难时不必强求等压风室设计。但总的来说等压风室设计还是为一次风系统提供了一个良好的空气流场，尤其对于带有床下启动燃烧器系统的机组来说，对水冷风室热负荷的均匀性还是有一定作用的。

1.4 二次风

二次风的布置对实现燃料的分级燃烧以降低 NO_x 的排放量、强化物料的横向混合以保证煤及石灰石在炉内截面的均匀分布和燃料的充分燃烧与燃尽起着重要的作用，因此对二次风的布置有严格的要求。二次风管的布置见图 9.10-5。

(1) 在循环流化床锅炉的密相区前、后和两侧墙均布置二次风管，二次风管可分为二层或三层布置。

(2) 下二次风管与布风板上表面垂直距离为 $1\sim 2.5\text{m}$ ，二次风管层间距离为 $2\sim 3\text{m}$ 。

(3) 为降低二次风机压力，下二次风管的风源可利用一次风风源。

(4) 二次风管向下倾斜 30° 角布置，以对物料造成良好的卷席与横向混合。

(5) 二次风应有足够高的速度，保证有较强的穿透能力，但也不能过高，以避免密相区上部水冷壁的磨损。一般二次风管速度为 $40\sim 80\text{m/s}$ 。

(6) 所有二次风管的金属管段到水冷壁管中心线为止，其内用耐磨材料浇注成与金属管段同心等径的喷口。

(7) 每层二次风管应有一个独立的二次风环形风箱供风，在环形风箱的入口风道上装设调节挡板和测量装置，用以调节层间的二次风量。

(8) 在启动和低负荷时，二次风管必须供风，最低供风量为冷却风量。

2 给料装置

给料装置主要包括破碎后的煤、脱硫剂、洗煤场洗下的煤泥和除尘器捕捉的飞灰等送入循环流化床锅炉的装置，经常采用机械设备和气力输送设备输送。

2.1 给煤设备

2.1.1 煤斗

从锅炉运行来看，煤斗的事故率很高，煤斗的堵塞时有发生，分析其原因，大多数厂家都是参照链条炉设计长方形的煤斗，而没有考虑到流化床本身燃料颗粒的具体情况。按电力部门目前的设计要求，成品煤斗的容积应能满足锅炉满出力时 8h 以上的储煤量的要求。成品煤堆积在锥形煤斗内受到煤的挤压，使煤粒之间、煤粒与煤斗壁之间产生摩擦力，越接近下煤口，其摩擦力及挤压力也越大。其中，煤粒间的摩擦力呈双曲线形增大。所以在靠近下煤口（约 1m ）

处的煤易搭桥。另外水分越大,煤粒间的黏着力也越大。但当水分超过某一极限值时,黏着力又会减少。煤粒间的黏着力以单个颗粒间的黏附力为基础。颗粒越小,单位质量煤粒的表面积增大,煤粒间的黏附力增加,使煤的流动性恶化。

为减小煤与煤斗壁间的摩擦力,可以采用一些措施,如,设计的煤斗壁与水平面的倾斜角大于 70° ;为减少煤粒与煤斗壁之间的摩擦力,在煤斗内壁衬不锈钢板或者高分子塑料板——聚氯乙烯(PVC)板;原煤斗的容积适当减小,如德国大型火电厂在燃用高水分褐煤时,存煤量按2~4h设计,这样为煤斗结构的合理设计创造了有利条件,同时煤在仓内停留的时间缩短后,煤层受上煤层的重压时间缩短,在下煤口处可以减轻起拱搭桥等堵煤现象;下煤口越小,越容易堵煤,德国要求下煤口宽度在燃用烟煤时大于或等于1000mm,燃用褐煤时大于或等于1200mm,下煤口长度则小于或等于1200mm,煤斗与给煤机相连接部分的金属斗加工成双曲线形。

2.1.2 给煤机

常用的给煤机为带式给煤机、密封带式给煤机、埋刮板给煤机、螺旋给煤机、圆盘给煤机和星形给煤机等。

2.1.2.1 带式给煤机

带式给煤机一般采用较宽的胶带,根据锅炉容量的大小,宽度可选用400~1000mm。它的结构较简单,加料易于控制,也比较均匀,通常用插板调节胶带上料层厚度来控制加料量,也可以采用变速电动机来改变胶带运行速度以控制加料量,电动机通过变速箱将胶带运行速度控制在0.04~0.2m/s。采用带式给煤机的关键在煤斗。煤斗一般都采用钢制,在出煤的一面制成垂直,另三个面与水平面的夹角 α 和 β 应较大($\alpha>80^\circ$, $\beta>70^\circ$)。实践证明,这样可以防止煤粒在煤斗中黏结,即使含水高达9%也能自动连续进煤,无须人工捣煤。但这样的煤斗由于下口较大(为一个长方形),胶带上单位面积所承受的压力也较大,所以煤斗部位胶带的托辊数量应增多,相邻两托辊中心距尽可能缩短,这样就使煤斗内物料的重量由载重辊承受。为了防止滚筒打滑,在前滚后面加装一个反滚以压紧胶带。

密封带式给煤机近年来得到大量应用,结构简单,加料易于控制,通常用插板调节料层厚度来控制给煤量,也可以通过改变胶带运行速度来控制给煤量。密封带式给煤机同时可以计量单个给煤口给煤量。

2.1.2.2 埋刮板给煤机

具有运行稳定,不易卡塞、密封严密、可调性好的优点,同时埋刮板给煤机不受长度的限制,可以制成计量埋刮板给煤机。目前许多循环流化床锅炉采用这种给煤机,特别是锅炉容量较大且给煤点布置在后墙或者侧墙时,给煤设备较长的情况下,采用埋刮板给煤机比较合适。埋刮板给煤机体积比较庞大。从运行情况看,埋刮板给煤机比螺旋给煤机的可靠性好。埋刮板给煤机系统设计中要注意的是防止落煤管落煤不畅。如果落煤管的弯曲角度不太大,落煤管弯曲处加一股输送风,可以有效地缓解落煤不畅的问题。

2.1.2.3 螺旋给煤机

从改善燃烧性能考虑,希望从床层正压区给入燃料,螺旋给煤机是常用的正压给煤装置。采用电磁调速改变螺旋转速来改变给煤量,调节十分方便,但由于螺杆受热以及颗粒与螺杆和旋片之间存在的较大相对速度,燃料湿度变化较大,经常会引起螺旋给煤机堵塞等运行故障。为防止堵煤,在设计中有两条经验可以参考,即叶片的螺旋间距要尽量加大;叶片设计成变通径比等通径效果好。

2.1.2.4 圆盘给煤机

圆盘给煤机由于圆盘直径较大,可达2m或2m以上,因此煤斗也较大,煤中含水量在10%以下能正常连续下料,而且调节方便,管理简单,维修量亦不大,但供煤的均匀性和供煤面的宽度不如带式给煤机好。圆盘通常用钢制,有的在圆盘上加一层防磨板,如铸钢板、辉绿岩板等;也有的在圆盘上加焊钢筋,保存一层煤层,防磨效果良好,这样既便于检修,又大大延长了使用寿命。圆盘转动靠下部伞形齿轮来带动,设备功率一般为4.2~10kW,圆盘转速可在19~36r/min。它的加煤量调节可采用变速电动机调节转速,或者采用刮板和煤斗上的插板开启的大小来调节煤量。圆盘上方的料斗,有的采用上小下大的圆锥形斗子,多数厂采用上大下小的方形斗子,与水平成 70° 夹角。也有的厂将斗子下部放大,以减小煤对圆盘的压力和保证均匀下料。圆盘给煤机动力消耗比带式给煤机大,传动装置也较复杂,投资较多,制造和安装亦较复杂,但日常维修工作量不大。这种给煤机常用于小容量循环流化床锅炉。

2.1.3 给煤系统

对于大多数循环流化床锅炉的煤斗间布置在锅炉前部,为缩短给煤机的长度,煤斗间应尽量靠近锅炉。为确保循环流化床锅炉连续稳定地运行,给煤机必须运行可靠,维修方便。给煤系统还应有调速装置,以满足锅炉负荷调节的要求。

循环流化床锅炉的给煤方式按位置可以分为床上和床下给煤两种,按给煤点压力分为正压给煤和负压给煤。床下给煤是利用底饲喷嘴将较细煤粒穿过布风板向上喷入的给煤方式。目前只有小型循环流化床锅炉上采用。容量较大的循环流化床锅炉一般采用床上给煤,即在布风板上方给入燃料,给煤高度根据煤种特性需要来决定。

给煤系统按其入炉点的位置可分为前墙给煤、后墙回送装置给煤和前后墙联合给煤。给煤一般给入炉膛的密相区。

2.1.3.1 前墙给煤系统

前墙给煤系统由于煤斗距离锅炉较近,所以给煤机可分二级布置,第一段为称重带式给煤机,第二段为埋刮板给煤机。由于落煤管倾斜布置,在运行时经常发生堵煤,因此在落煤管上方装设有空气炮,以疏通堵塞,但堵煤严重时,也很难疏通开。

2.1.3.2 后墙回送装置给煤系统

后墙回送装置给煤系统采用三段给煤机,第一段为称重带式给煤机或埋刮板给煤机,第二段和第三段为埋刮板给煤机。该方式的落煤管基本上是垂直布置的,因此不易发生堵煤,不必装设空气炮。由于给煤机路程较长,落差较大,因此煤斗布置较高。若第一段和第二段给煤机采用倾斜布置,倾角不能太大,应防止煤的滑落。

2.1.3.3 前、后墙联合给煤系统

前、后墙联合给煤系统结构较复杂,但给煤较均匀,对燃料的充分燃烧与燃尽、床温的均匀性及良好的低污染排放是有益的。

2.1.3.4 煤斗侧墙布置的前、后墙联合给煤系统

煤斗侧墙布置的前、后墙联合给煤系统由于煤斗距离给煤点较近,前墙给煤系统和后墙回送装置给煤系统都采用二段给煤,简化给煤系统,可靠性提高。

2.1.4 给煤系统设计应注意的几个问题

(1) 由于循环流化床锅炉给煤口处于密相正压区,为防止炉膛烟气返窜至给煤机而将其烧毁,因此在给煤机入口端应通入一次或二次风冷风,作为密封风,使每段给煤机处于

正压状态,因此给煤机既要承压又要有良好的密封性能。这股风冷态标定后,运行时不调整。

(2) 为确保给煤机运行的安全,在给煤机的落煤管上部还通入一次或二次风热风,进一步地密封,并沿落煤管的内周界形成风幕,防止细煤粒与其接触而堵塞。这股风量随负荷的下降而减少。

(3) 由于给料点上方的给煤机结构特殊,给煤机的设计要求采取有效措施使每个给煤点都给煤均匀。

(4) 要有效地防止给煤机出现断链、漂链、卡涩等故障。对于发生断煤、堵煤等现象时要发出报警,及时处理和适时调节,使给煤量随锅炉负荷的变化而改变。

(5) 在煤的磨蚀和黏结性都较严重的情况下,带式给煤机的性能优于埋刮板给煤机,因此可以用一般带式给煤机代替埋刮板给煤机。

(6) 尽可能采用称重带式给煤机,尤其是第一级给煤机,其优点是多方面的,它的维护强度也低于埋刮板给煤机。

2.2 石灰石输送系统

石灰石给料方式主要有两种:一种是重力给料;另一种是气力输送。石灰石的给料量应该根据 SO_2 的排放值进行控制和调节。

2.2.1 重力给料

重力给料是将破碎后的石灰石送入一个与煤斗同一高度的石灰石斗,石灰石与煤同时从各自的斗中落入带式给煤机,再从带式给煤机经落煤管进入炉膛。这种方式的优点是系统简单,运行方便,设备维修工作量小,但也存在一些问题,如重力给料要求石灰石斗的位置较高,否则无法实现重力给料过程,这样就要将在较低位置处破碎的石灰石输送至较高位置处的石灰石斗,增加了输送过程,并且为支撑较高位置的石灰石斗,必须增加钢架的高度,从而增加了金属耗量。

重力给料中煤与石灰石是同时落入带式给煤机的,因此煤与石灰石的输入量不能分开控制,所以客观上重力给料无法根据 SO_2 的排放值调节石灰石给料量,以达到保证排放和经济运行的目的;石灰石与煤一起进入给煤机,由于煤对含水量的要求不太高,电厂燃煤的水分又无法控制,而石灰石对含水量的要求较高,一般不得高于3%,所以一旦水分相对较高的煤与石灰石在给煤机中混合,就可能造成石灰石潮湿黏结,引起落煤不畅,并可能影响床内的石灰石焙烧和脱硫效果。鉴于以上问题,重力给料方式不是最佳方式,而通常采用气力输送方式。

2.2.2 气力输送给料

气力输送石灰石与重力给料相比,气力输送的系统和设备比较复杂,但它却能解决重力给料存在的问题。它不需要将石灰石斗置于较高的位置,炉膛给料口的位置有较大的选择余地。更重要的是,它将石灰石给料系统和给煤系统完全分开,可自由地根据 SO_2 的排放值调节石灰石给料量,从而达到保证排放和经济运行的目的。

图9.10-11是典型的石灰石气力输送系统。破碎后的石灰石,经料斗隔离阀进入变速重力带式给料机,再经过回转阀进入气力输送管路,然后通过装在二次风喷管中间的同心风管喷入炉内。石灰石风机出口装有止回阀,以防止因风机意外停机而造成石灰石回流进入风机。并且,在风机出口止回阀后的管道设有横向连通风道,以保证在一台风机停运的情况下整个石灰石给料系统的正常运转。

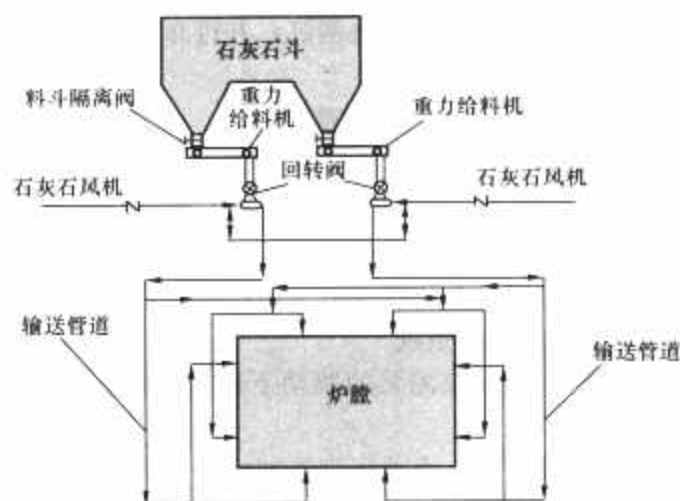


图 9.10-11 石灰石给料系统

单设石灰石风机而不是从锅炉送风系统引入,是因为石灰石气力输送要求的风机压力很高,为40 000~50 000Pa,远高于一次风机的压力。风机进口装有滤网,运行中要保持滤网的清洁。如果滤网堵塞,会造成输送管路的压力下降而导致管路堵塞。

2.2.3 石灰石输送系统的设计应注意的几个问题

(1) 石灰石给料系统的设置应结合锅炉容量、煤质含硫量及脱硫效率要求进行合理布置,并相应在做好辅助设备和管件的优化配置。

(2) 系统应具有良好的密封性能,防止石灰石外漏。

(3) 系统要配置较为精确的计量和灵活的调节装置,根据烟气中的 SO_2 排放量适时地调节石灰石加入量。

(4) 系统应考虑有效的防磨和防堵塞措施,如管道的弯曲半径与管外径之比应大于10;尽量不用90°弯头,可采用2×45°弯头代替等。

(5) 系统要选择合适的输送速度,并进行阻力计算和风机压力的核算。

2.3 煤泥输送系统

煤泥是选矿及洗煤后的副产品,一般粒径为0~2mm,含水分较多,黏滞性较强,因此给煤泥的储存和输送带来很大的困难,必须采取有效措施和设备,才能顺利地输送。

煤泥的储存与输送的主要设备为煤泥料仓、煤泥泵、煤泥输送管线、清洗水管线、风管线、各种阀门和煤泥枪等。

2.3.1 煤泥料仓

煤泥料仓用于炉前煤泥的储存及计量,主要由以下几个部分构成:

(1) 料仓仓体,采用碳钢焊接结构,用于储存煤泥。

(2) 物料减压系统,减轻由物料自重引起的物料压实,释放垂直方向载荷,降低水平方向压力。主要由减压十字架、减压锥等组成。

(3) 旋转出料系统,用于向出料输送系统均匀连续供料,主要由旋转鼓、拨料臂、悬挂板、固定装置等组成。

(4) 出料输送系统,用于将煤泥输送至预压螺旋给料机。采用螺距由稀到密的不锈钢齿形叶片,以达到给料均匀的目的。

(5) 螺旋给料机,采用螺距由密到稀的不锈钢齿形叶片,将难吸入的物料加至煤泥泵柱塞缸内。

(6) 料位指示系统,安装于料仓壁、仓顶及溜槽上,用于指示料位及控制出料速度。

2.3.2 煤泥泵

煤泥泵为煤泥提供动力,将煤泥通过管线送到炉膛,包括:

- (1) 两个硬质镀铬泵送柱塞缸，并排布置，并带两根泵送柱塞。
- (2) 一个吸料和一个压料阀腔体。
- (3) 液压提升阀控组，防止在切换过程中产生强磨蚀性回流。
- (4) 水箱用于冲洗泵送柱塞缸。
- (5) 液压缸驱动泵送柱塞缸及阀控组。

2.3.3 煤泥输送管线系统

该系统将煤泥在煤泥泵的驱动下送至煤泥枪喷入炉膛，主要包括：

- (1) 煤泥输送线，由承压钢管制成，弯头应采用较大的弯曲半径。
- (2) 清洗水管线。
- (3) 吹扫（雾化）空气管线。
- (4) 密封空气管线。
- (5) 各种形式和规格的阀门。

2.3.4 煤泥枪

煤泥枪将煤泥充分雾化后送入炉膛燃烧，其结构见图 9.10-12。

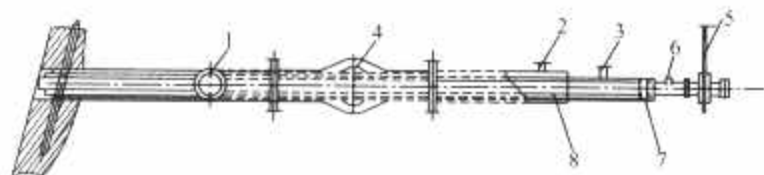


图 9.10-12 煤泥枪

1—密封风接口法兰；2—密封风接口法兰；3—雾化风接口法兰；4—球阀；5—闸板阀；6—抽枪扳手；7—密封盘根；8—煤泥枪体

2.3.5 煤泥的输送

(1) 煤泥输送到煤泥料仓，煤泥料仓是向炉内输送煤泥的第一个设备，料仓内有专业设计的拨料臂，其作用一是搅拌仓内暂存的煤泥，防止煤泥在罐内沉积、淤塞；二是将煤泥推向罐底的物料出口，便于向下一级输送。拨料臂由电动执行机构带动，匀速运动。

(2) 煤泥自煤泥料仓底的出料口流出后，通过螺旋出料机、出料溜槽进入预压紧螺旋给料机。在预压紧螺旋给料机中煤泥被压实后推入到煤泥泵，螺旋给料机由电动执行机构带动，匀速运动。

(3) 煤泥进入煤泥泵进口管后，在特殊设计的换向阀门（或“S”管）的控制下，交替进入煤泥泵的两个缸体内，被活塞推入下一级的输送管道。

(4) 经管道煤泥被输送到煤泥枪。煤泥枪是专为在大容量锅炉高效率的燃烧煤泥而设计的，采用空气雾化使得煤泥以雾化状态进入炉膛充分燃烧，可大大提高燃烧效率。

2.4 飞灰回送系统

对于低灰低硫燃料，为了补充物料，回用没有反应的石灰石和在一定程度上降低飞灰中的含碳量，可以采用飞灰回送系统，以提高运行的经济性。对于难燃的燃料，如贫煤和无烟煤等，也可采用飞灰回送系统，以尽量降低飞灰中的含碳量。

除上述给料设备外，有的电厂还配备有启动料仓，它可以用于启动前向炉内填加物料，也可在运行时因炉内物料不足而补充物料使用。

3 点火装置

循环流化床锅炉的点火过程是指利用某种燃料将炉内的

物料加热到一定温度，并通风使物料呈流化状态，直到向炉内间断给煤、着火和连续给煤并稳定燃烧的过程。

对于中、大型循环流化床锅炉，由于炉内床面较大、物料处于流化状态和炉内储存的物料较多。所需要的点火热也较多，因此往往采用柴油或天然气作为点火燃料。对于燃用不同燃料和不同点火方式的锅炉，其启动燃烧器的燃烧率不同，一般启动燃烧器的燃烧率为锅炉额定燃烧率的 25%~45%。对于挥发分较高的易着火的煤（如褐煤和次烟煤）取下限，对于挥发分低的难着火的煤（如贫煤和无烟煤）取上限；对于采用床上和床下联合启动方式的锅炉，其启动燃烧器的燃烧率比单独采用床上或床下启动方式的燃烧率可以低些。

3.1 启动系统

国内中、大型循环流化床锅炉经常采用床上、床下或床上床下联合启动方式，其系统布置分别有以下几种。

3.1.1 床上启动油系统

床上启动油系统包括启动燃烧器、过滤器、调节阀、蓄能器、快关阀、相应管道、其他阀门和流量计等。这种启动系统，采用简单机械雾化油枪，无回油调节，调节比较小，系统较简单，但启动耗油量略高，常用于褐煤和烟煤等。

3.1.2 床下启动油系统

床下启动油系统包括热烟发生器（含启动燃烧器）、过滤器、调节阀、快关阀、相应管道、其他阀门和流量计等。这种启动系统，采用简单机械雾化油枪和回油调节，其调节比较大，以平稳控制锅炉的升温速度，防止耐磨材料的毁坏。系统较简单，启动耗油量略少，适用于褐煤和高挥发分的烟煤。

为简化启动过程的一次风调节、保证物料充分稳定的流化和控制热烟发生器出口烟气温度在 900℃ 以下，床下启动燃烧器的燃烧率一般为 10%~12% 锅炉额定燃烧率。

3.1.3 床上、床下联合启动油系统

床上、床下联合启动油系统包括床上启动燃烧器、热烟发生器（含启动燃烧器）、过滤器、调节阀、蓄能器、快关阀、相应管道、其他阀门和流量计等。床上启动燃烧器采用简单机械雾化油枪，其调节比较小。热烟发生器的油枪为简单机械雾化和回油调节，其调节比较大。这种启动系统较为复杂，但启动耗油量较小，适用于燃用各种燃料锅炉的启动。

床上、床下联合启动油系统也可以用床枪部分或全部代替了床上启动燃烧器，由于床枪不配置点火器、火焰检测器和配风器，所以结构简单，操作方便。特别是在一定的床温条件下投入床枪，油经过床枪雾化，油雾与物料直接接触沾在物料表面上并燃烧，其燃烧热直接加热物料，提高了启动油的利用率，节省了启动耗油量。

3.1.4 床上、床下联合启动天然气系统

床上、床下联合启动天然气系统包括床上启动燃烧器、热烟发生器（含启动燃烧器）、闸阀、自立式减压阀、气动调节阀、相应管道、其他阀门和流量计等。

该系统适用于燃用各种燃料锅炉的启动。

3.2 启动系统主要设备

3.2.1 床上油启动燃烧器

油启动燃烧器由油枪、点火器、火焰检测器、配风装置和执行机构等组成。油枪可以采用简单机械雾化，也可采用蒸汽雾化和机械雾化回油调节。为防止物料进入油枪和磨损，在炉内侧用耐磨材料形成乳房状的保护罩保护。床上油启动燃烧器布置在距布风板上表面 2~3m 处，向下倾斜 30°

角布置。

3.2.2 床枪

床枪由床枪和执行机构组成。可以采用简单机械雾化,也可采用蒸汽雾化和回油调节机械雾化。床枪布置在距布风板上表面1~2m处,向下倾斜30°布置。其可以布置在下二次风管内,也可单独开孔布置。

3.2.3 床上天然气启动燃烧器

天然气启动燃烧器由气枪、点火器、执行机构和配风装置组成。为防止物料进入气枪和磨损,在炉内侧用耐磨材料形成乳房状的保护罩保护。天然气启动燃烧器布置在距布风板上表面2~3mm处,向下倾斜30°布置。

3.2.4 热烟发生器

热烟发生器由筒体、启动燃烧器(油或天然气)、膨胀节、支座和耐火保温材料组成。

筒体由碳钢板卷制和焊接而成,内壁敷设有耐火材料和保温材料。筒体的一端装有启动燃烧器,另一端与炉膛下部的一次风室相连。

筒体通过支座坐落在支撑面上,支座与支撑面之间应保证自由滑动,以防启动时因热膨胀受阻将筒体拉裂。

在筒体与一次风室之间装有非金属膨胀节,以吸收两者之间的三向位移量。

启动燃烧器喷入的燃料在热烟发生器中燃烧,产生的高温烟气与混合风和一次风主风道的进风混合,使其过量空气系数达2.8~3,相应的热烟气温度控制在900~850℃,然后热烟气通过布风板进入炉内使物料流化并加热,这样的温度范围也能保证锅炉启动过程的安全性。

在燃烧风和混合风的冷风道上应装设调节挡板和测量装置,以便在启动过程中进行风量调节。在燃烧风和混合风主冷风道上应装设关闭挡板,在启动结束后将关闭挡板关闭,防止冷风漏入热烟发生器中,使锅炉排烟温度升高,降低锅炉效率。

筒体内的耐火和保温材料,最好采用型砖砌成,以防在启动过程中,因热膨胀使浇注料产生裂纹,将筒体烧毁。

4 高温灰渣冷却装置

4.1 冷渣器的功能及分类

4.1.1 冷渣器的功能

1) 利用水和空气将循环流化床锅炉排出的高温灰渣冷却至150℃以下,满足输渣系统安全运行的要求。

2) 用冷空气或低温水回收物料中的物理热,送回炉膛或机组热力系统,提高机组运行的经济性。

3) 将进入冷渣器的物料进行分选,细物料(包括未反应的石灰石及其反应产物)回送到炉膛,补充炉内循环物料量,减少石灰石添加量,同时降低了未燃尽碳的损失,降低了运行成本。

4) 减少了环境污染,改善现场运行条件。

4.1.2 冷渣器的分类

4.1.2.1 按采用的冷却介质分类

可分为风冷式、水冷式以及风水共冷式。

风冷式即灰渣全部由风来冷却。通常是风与渣直接接触进行传热,很少有采用非接触方式的风冷式冷渣器。

水冷式则是灰渣全部用水来冷却。通常是水与灰渣进行非接触传热,以保持灰渣活性,一般不采用直接接触方式冷渣。

风水共冷式则充分发挥了风、水两种冷却方式的优点,通常是风与灰渣直接接触传热,而水与灰渣则进行间接传热。

因空气的热容量小,单纯的风冷所需的空气量大,动力消耗高,只能应用于冷渣要求较低的场合。而水的热容量大,传热效果好,冷渣要求高时,一般均采用水冷式或风水共冷式。

流化床式、移动床式和混合床式冷渣器有采用风冷式的,也有采用风水共冷式的。水冷绞龙冷渣器则为水冷式。滚筒式冷渣器主要采用水冷,通常也辅之以风冷。

4.1.2.2 按灰渣运动方式或工作原理分类

可分为机械式和非机械式。

机械式通常利用机械部件,使高温灰渣运动,进行冷却。非机械式则主要利用气力或重力使高温灰渣运动,实现与冷却介质间的热交换。

机械式冷渣器的主要形式有滚筒式、水冷绞龙式和高强钢带式等,非机械式主要以流化床式为代表,移动床式和混合床式也属于非机械式。显而易见,非机械式易于解决高温下的耐温、磨损和膨胀等问题,采用气力方式的往往动力消耗较大,对灰渣粒度要求高,但冷却效果较好,而重力方式虽然无动力消耗,但往往冷却效果较差;而机械式则便于在冷渣的同时实现灰渣的输送,对灰渣粒度要求不高,但转动或振动部件存在较多的机械故障。此外,也有将机械与非机械式相结合的,如振动流化床冷渣器等。

4.1.2.3 按传热方式分类

可分为直接式、间接式和混合式。

间接式指高温物料与冷却介质在不同的通道中运动,通过间接方式进行传热,冷却介质通常是水。直接式指高温物料与冷却介质直接接触、混合进行热交换,冷却介质通常是空气。混合式则是两种传热方式兼而有之。

通常,直接式的传热效果要优于间接式,但在冷渣器中,由于采用的冷却介质不同,间接式的冷渣效果可能会优于直接式。如果采用水来实现直接冷渣,即将高温灰渣直接排入水中冷却,如冷渣池,在锅炉排渣管的下方设置一水池,将底渣直接排入池内进行冷却,虽然会有好的冷却效果,但热渣经水浸泡后反应活性被破坏,降低了灰渣的综合利用价值,同时存在水的二次污染,对于循环流化床锅炉是一种不合理的冷渣处理方式,不应采用。

4.2 冷渣器形式

4.2.1 流化床式冷渣器

流化床中气体与固体颗粒之间以及床层与受热面之间的传热十分强烈,把它作为灰渣冷却方式是十分适宜的。流化床式冷渣器的种类很多,按床结构可分为单室流化床、多室流化床、喷动流化床和振动流化床等,按冷却介质则可分为风冷和风水共冷。

4.2.1.1 风冷式单室流化床冷渣器

风冷式单室流化床冷渣器是结构最简单的一种流化床冷渣器,它仅有一个流化床冷却室,利用流化介质与固体颗粒之间的热交换实现高温灰渣的冷却。典型代表为ALSTOM公司设计的流化床冷渣器,如图9.10-13所示。在紧靠燃烧室下部设置两个或多个风冷式流化床冷渣器。

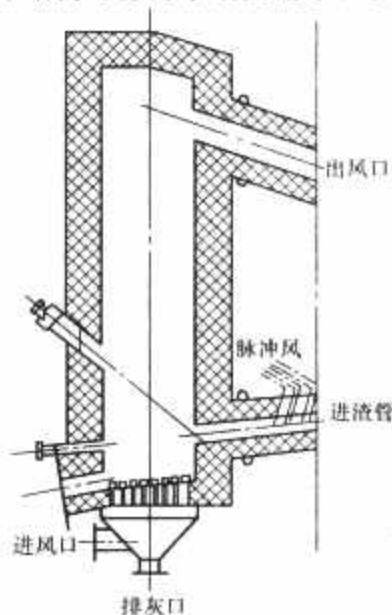


图 9.10-13 风冷式流化床冷渣器

根据锅炉炉内压力控制点的静压,通过脉冲风来控制进入冷渣器的灰渣量。冷却介质由冷风和再循环烟气组成。加入烟气的目的是为了防止残炭在冷渣器内继续燃烧。冷渣器内的流化速度为 $1\sim 3\text{m/s}$,冷风量为燃烧总风量的 $1\%\sim 7\%$,根据燃料灰分的多少而定。灰渣经冷渣器冷却到 350°C 左右以后,排至下一级冷渣器(如冷水绞龙等)继续冷却到 $60\sim 80^{\circ}\text{C}$ 。运行时冷渣器内的灰渣不能排空,必须留有一定的灰位,以避免结焦。

脉冲风应采用仪表风或经干燥的空气,以防进渣管堵塞。脉冲风仅仅促使进渣管内静止的渣流动起来,当渣流动后脉冲风停止,脉冲风没有推动渣不断流动的作用。

适用于含灰量小于 30% 和灰渣粒径较小的煤种。

4.2.1.2 多室流化床选择性排渣冷渣器

在风冷式冷渣器中,实现选择性排放灰渣,对于燃用低灰分的循环流化床锅炉是很重要的,因为这是补充循环物料的技术措施之一。所谓选择性排灰,就是将物料进行风力筛选,将粗粒子冷却后排放掉,而将细粒子送回炉内作为循环物料。通常,每台锅炉配有两个 100% 容量的选择性排灰冷渣器。

选择性排灰冷渣器通常由几个分床组成。第一分床为筛选室,其余则为冷却室。在炉膛下部采用定向风帽将粗物料吹向炉膛侧墙上的排渣口,经有耐火材料衬里的倾斜输送短管流入冷渣器的筛选室。来自回送装置风机的高压空气注入输送短管,以帮助灰渣送入冷渣器。经旁路绕过一次风空气预热器的冷风作为各个分床的流化介质。为了提供足够高的流化速度来输送细料,对筛选室内的空气流速采取单独控制,以确保细颗粒能随流化空气(作为二次风)重新送回炉膛。冷却室内的空气流速,根据物料冷却程度的需要,以及维持良好混合的最佳流化速度的需要而定。筛选室和冷却室都有单独的排气管道,以便将受热后的流化空气作为二次风送回炉膛。在冷渣器内,采用定向风帽来引导颗粒的横向运动。在定向喷射的气流作用下,灰渣经隔墙下部的通道运动至排渣孔。定向风帽的布置应尽可能延长灰渣的横向运动距离。在排渣管上布置有旋转阀来控制排渣量,以确保炉膛床层压差在一恒定值。同时,冷渣器内设有事故喷水系统,用于紧急状态下的灰冷却,以防止局部高温结渣。

采取分床结构,形成逆流换热器布置的形式,各分床以逐渐降低的温度工况运行,可以最大限度地提高加热空气的温度,使冷却用空气量减少,有利于提高冷却效果。从原理上分析,分床数越多,效果越明显,但这往往增加了系统的复杂性,通常以 $3\sim 4$ 个分床为宜。

4.2.1.3 风水共冷式流化床冷渣器

对于高灰分的燃料或大容量的循环流化床锅炉,单纯的风冷式流化床冷渣器往往难以满足灰渣的冷却要求。这时,除了采用两级冷渣器串联布置外,还可以采用风水共冷式流化床冷渣器。即在风冷式流化床冷渣器中布置埋管受热面并通入锅炉的化学除盐水来冷却。这样,可以利用床层与埋管受热面间强烈的热交换作用,大大提高冷却效果,并最大限度地减小冷渣器尺寸。对于风水共冷式冷渣器,由于灰渣粒度较大,流化速度较高,所以必须采取严格的防磨措施,以防埋管受热面的磨损。风水共冷式流化床冷渣器的冷却效果好,但系统较风冷式流化床冷渣器复杂。

风水共冷式流化床冷渣器结构如图9.10-14所示,它共分为4个分室。第一分室采用气力选择性冷却,在气力冷却灰渣的过程中还可以把较细的底渣(含未燃尽的炭颗粒,未反应的石灰石颗粒等)重新送回到燃烧室;第二、第三分室

内布置埋管受热面与灰渣进行热交换。每个分室均有独立的布风板和风箱,布风板为钢板式结构,在它上面布置有大直径的钟罩式风帽。同时,布风板上敷设有 200mm 厚的耐磨耐火材料,并且微倾斜布置,有利于渣的定向流动。每个分室均布置有底部排渣管,在第三分室还布置有溢流灰管。3个分室的配风来自与总风机串联的冷渣器流化风机。冷渣器埋管受热器内的工质水为除盐水。由于水温很低(约为 30°C),可以获得较大的传热温差,因此灰渣冷却效果好。冷渣器的3个分室均处于鼓泡状态,流化速度不是很高($\leq 1\text{m/s}$),同时埋管束上还焊有防磨鳍片防止磨损,从而保证除渣系统工作的安全性。

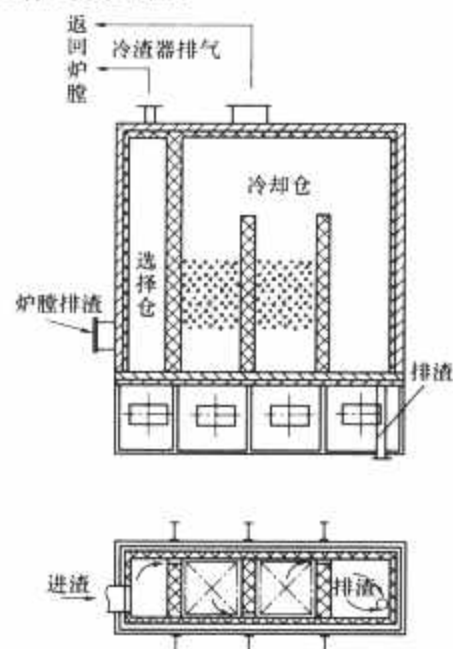


图9.10-14 风水共冷式流化床冷渣器

这种冷渣器由于通过气固直接接触传热和气固混合物在流态化状态下与受热面间传热达到冷渣的效果,传热系数高达 $100\sim 250\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,冷却效果好,处理灰渣量大,单台灰渣处理量可达 $3.5\sim 25\text{t/h}$ 。冷渣器的进渣量采用气力控制,也可采用机械阀控制。排渣控制问题是该冷渣器的关键。

4.2.1.4 流化床风水联合冷渣器

风水联合冷渣器是依靠流化风和水冷的埋管受热面对热渣进行冷却的,为保证埋管受热面的冷却效果,埋管必须被灰渣淹没,因此室间和最后排渣口处,均设有保持渣位的溢流隔墙,所以这种冷渣器不能像风冷式流化床冷渣器那样利用改变渣位的高度来实现自动排渣,因此炉膛向冷渣器排渣的排渣管入冷渣器渣口应高于冷渣器中运行时的最高灰位,炉膛向冷渣器排渣必须采用机械锥形阀或L阀来控制,如图9.10-15所示。

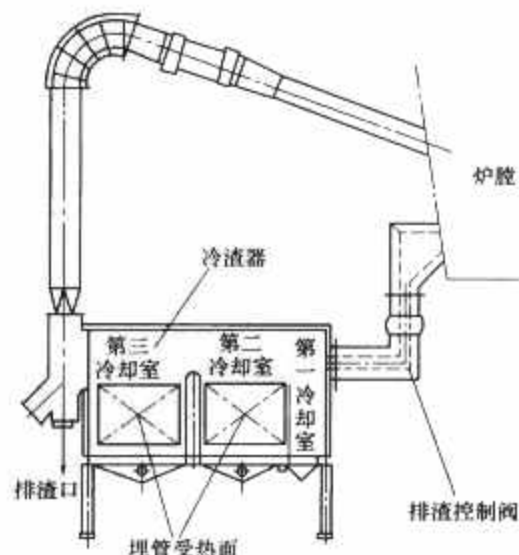


图9.10-15 流化床风水联合冷渣器

第一室不布置受热面,依靠流化风冷却,第二和第三室布置有埋管受热面,利用流化风和水冷却热渣,最终将渣温冷却到150℃以下。

第二室和第三室的埋管受热面应通入化学除盐水作为冷却水,两个回路可以串联,也可以并联。

三个室分别设有布风板,采用小直径的钟罩式风帽。每个布风板的下部设有风箱,每个风箱的供风管道装有调节挡板和测量装置,以便运行时调整。

回风管的设计应考虑冷渣器和炉膛回风管入炉口处的相对位移量,以避免回风管内壁的磨损。

室间溢流隔墙应采用通风冷却的管子和耐磨浇注料制成,既能支撑耐磨浇注料,又能防止因热膨胀而倒塌。

这种冷渣器对渣的粒径要求比较严格,最大粒径应小于4.5mm,否则将因流化不良压实而结块。

4.2.2 滚筒式冷渣器

滚筒式冷渣器的磨损较小,维护量较小,使用寿命较长,结构简单,运行可靠,但灰渣充满度低,受热面利用差,外形尺寸略大。国内有多家公司相继开发了各具结构特点的风水冷滚筒式冷渣器,有的取得了较好的应用效果。实际应用中也出现了磨损、泄漏、卡涩及冷却效果达不到设计要求等问题。

4.2.2.1 带螺旋水冷管的滚筒式冷渣器

该冷渣器由进渣排风装置、风水冷滚筒和机架等组成,如图9.10-16所示。工作时,滚筒低速转动,循环流化床锅炉排出的灰渣经落渣管进入冷渣器渣斗,并进入风水冷滚筒内,由膜式水冷螺旋管排向前推进。冷却风不断地在滚筒内通过,灰渣的翻滚流动中与冷风和冷却水管进行热交换。当灰渣冷却到较低温度后,从风水冷滚筒的另一端向下排出。为了防止受热面结垢,冷却水必须采用化学除盐水或软化水。该机具有以下特点:

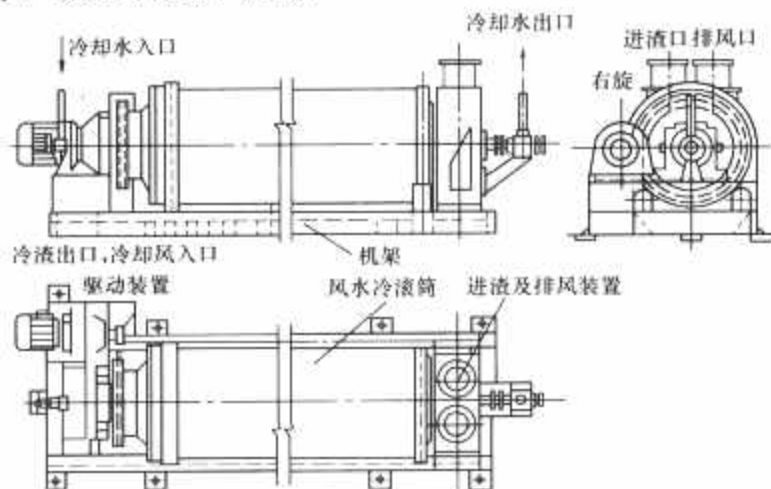


图 9.10-16 带螺旋水冷管的滚筒式冷渣器

(1) 布置在滚筒内的膜式水冷换热元件及冷却风同时与抛散的物料进行热交换,冷渣效果好,能将高达900℃的循环流化床锅炉的高温炉渣间接冷却到100℃以下。风冷系统的负压可以保证滚筒内的飞灰不外泄,既有利于环境保护,又可取得可观的经济效益。

(2) 用锅炉补给水冷却,物料的废热有效回收率高达90%以上。冷却水温升高达60℃,可直接进入除氧器,无需增加加热设备,补给水无损耗,大大提高了机组的热效率。

(3) 本装置有良好的热膨胀系统,热补偿性能好,高温部件采用高温耐热钢制造,运行可靠性高,物料滚动畅通,不会堵塞,能保证长期连续运转,维护简单。

(4) 采用滚筒整体转动推进物料前进,膜式水冷换热元

件与筒体无相对运动,灰渣对换热器只有轻微的接触,无强烈摩擦,设备磨损轻微,整体寿命高,功耗低,噪声小。

(5) 该设备拆卸方便,内部的换热元件可以从滚筒内抽出,便于修理和整体更换。

(6) 采用交流变频调速装置,能实现远程自动控制,保证排渣量可以在大范围内调控,有利于稳定锅炉床压,保证锅炉料层厚度,降低渣的含碳量。

该设备可采用全水冷和风水冷运行方式。当锅炉在额定工况下运行时,本机可提供的水冷受热面积能满足冷渣的需要;当锅炉超负荷运行时,出渣温度有所提高,但小于200℃。运行时,应相应加大冷却水量和采用变频调速装置调整滚筒的转速,亦可投入风冷系统,以便达到最佳的冷却效果。

4.2.2.2 带六棱体管子的滚筒式冷渣器

该水滚筒式冷渣器是由36根六棱体管子组成的整体作为转子,管子内部是炉渣通道,六棱体管子之间的间隙为水的通道。转子结构的特点是将圆筒作倾斜支撑,使灰渣从进口到出口适当下倾7°~15°(高端为入渣口,低端为出渣口)。当炉渣经进料口弯头进入六棱体管子后,转子旋转,炉渣在管子内只能滚动,不能滑动,由于管子是斜的,炉渣滚动轨迹以类似螺旋状向出渣口滚动。渣粒与金属壁之间是滚动摩擦,摩擦系数小,再加上转子转速在2r/min以下,管子内径小,速度低,因此磨损小。另外,用变频电动机调节转子速度,控制出渣量,耗用功率小,只有1.1kW,运行费用低,冷却水耗量小,出水温度高。此型冷渣器冷渣排渣工艺合理,传热系数高,排渣温度可降到100℃以下,设备体积小。采用冷却水作为传热介质,冷却水来自除盐水箱。除盐水箱的除盐水经除盐水泵升压后流经冷渣器,进水温度为20℃,出水温度为70℃左右,一部分直接进入除氧器作为锅炉补给水,多余部分经换热器冷却后回到除盐水箱循环使用。由于除盐水出口温度较低,换热器不易结垢,运行非常稳定。

4.2.3 水冷蛟龙冷渣器

水冷蛟龙冷渣器作为一种特殊的热交换器——螺旋输送机式热交换器,也是一种特殊的螺旋输送机,最初是从常规的螺旋输送机发展而来的。

水冷蛟龙冷渣器通常用螺旋叶片、空心轴、旋转接头、端封、物料进出口、箱壳、支撑轴承和驱动机构等组成。

水冷蛟龙冷渣器有多种结构形式,如单螺旋轴、双螺旋轴和多螺旋轴结构。冷却方式有外壳、轴和叶片水冷。通常,轴和叶片为空心结构,也有的为普通叶片。国内自行研制开发的双螺旋轴水冷蛟龙如图9.10-17所示,该水冷蛟龙

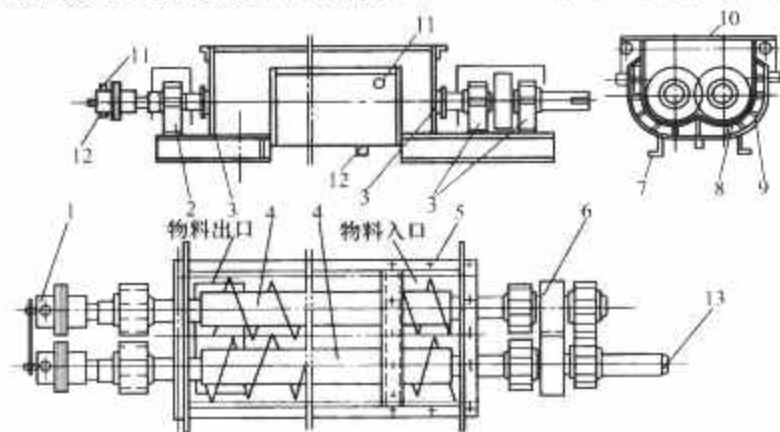


图 9.10-17 双螺旋轴水冷蛟龙

1—旋转接头; 2—轴承组件; 3—密封装置; 4—螺旋叶片轴; 5—物料入口法兰; 6—齿轮传动装置; 7—机座; 8—料槽; 9—箱壳; 10—机盖; 11—介质入口; 12—介质出口; 13—传动轴

主要由旋转接头、料槽、机座、机盖、螺旋叶片轴、密封与传动装置组成。

螺旋叶片轴是水冷绞龙的主要换热部件，由空心管轴、空心叶片、两端轴等组成。一端接传动机构，另一端接旋转接头。冷却水在空心螺旋叶片、空心轴内流动。物料则在螺旋叶片的作用下，在料槽内运动。

料槽为夹套式结构，料槽截面形状为 ω 形（配单螺旋轴时则为 U 形）。料槽内侧通常布置有防磨内衬，以防止磨

损并能及时更换。

机座布置在两端，一端固定，另一端可滑动，热胀冷缩时可自由伸缩。机盖也为夹套结构，并布置有观察孔。

循环流化床锅炉的灰渣进入该水冷绞龙后，在两根相反转动的螺旋叶片的作用下，做复杂的空间螺旋运动。运动着的热灰渣不断地与空心叶片、轴及空心外壳接触，其热量由在空心叶片、轴及空心外壳内流动的冷却水带走。最后，冷却下来的灰渣经出口排掉，完成整个输送与冷却过程。

第 11 章 循环流化床锅炉金属件和耐火材料的磨损及预防

循环流化床锅炉磨损主要发生在燃烧室、分离器、回料器物料循环回路上,另外,锅炉尾部对流烟道也发生与煤粉炉同样的磨损,根据循环流化床锅炉的性质及磨损特点,通常在燃烧室、分离器和回料器等发生磨损严重部位采用非金属耐磨耐火材料衬里技术来防止磨损的发生。

1 影响循环流化床锅炉受热面磨蚀的主要因素

1.1 影响锅炉受热面磨蚀的关系式

影响锅炉受热面磨蚀的主要因素与磨蚀量 E 的关系可表述如下

$$E \propto U_p^n d_p K C \tau / 2g\tau / 2g \quad (9.11-1)$$

式中: E 为磨蚀量; U_p 为烟气中固体粒子的速度; d_p 为固体粒子直径; C 为烟气中固体粒子浓度; K 为比例常数,表示物料和气体的磨蚀特性; τ 为运行时间; g 为重力加速度。

1.1.1 粒子速度的影响

从式 (9.11-1) 中看出,磨蚀量与粒子速度的 n 次方成正比。 n 值的大小与固体粒子直径、速度有关。表 9.11-1 给出了不同研究者、不同工况下的研究结果。

表 9.11-1 不同研究者得出的 n 值

研究者	n 值
浙江大学	$n=3.78$ ($d_p=50\mu\text{m}$)
	$n=3.30$ ($d_p=100\mu\text{m}$)
	$n=3.15$ ($d_p=200\mu\text{m}$)
古山雪和小村重德	$n=3.0\sim 3.5$ ($U_p=10\sim 20\text{m/s}$)
	$n=4.2\sim 4.3$ ($U_p=30\sim 40\text{m/s}$)
Hitoe	$n=3$ (数值计算)
三菱重工业公司	$n=3.52$ ($U_p=8\sim 30\text{m/s}$)

从表 9.11-1 中可以看出,固体粒子速度大约以 3 次方的关系影响循环流化床锅炉金属受热面的磨损。与式 (9.11-1) 中其他影响因素相比,粒子速度是影响受热面磨损的决定性的、最主要的因素,循环流化床锅炉中各部分受热面的磨损原因多数是由于粒子速度太高。从表 9.11-1 中还可看出, n 值与床料粒子的直径有关。当床料粒径为 $50\sim 200\mu\text{m}$ 时,床料粒子直径越大, n 值越小, n 值在 $3.78\sim 3.15$ 之间变化。当床料粒子速度在 $8\sim 40\text{m/s}$ 之间变化时, n 在 $3.0\sim 4.3$ 之间变化。也就是说固体粒子速度增加, n 值变大。不同的循环流化床锅炉炉型,流化速度是有区别的,因此,不同的流化床锅炉炉型的防磨性能是不相同的;同一台流化床锅炉不同部位的气流速度是不同的,那么不同部位的金属受热面的抗磨蚀性能是有区别的。锅炉设计决定了流化床锅炉各部位的气流速度,从而决定了锅炉受热面金属的防磨性能。当然,锅炉的防磨性能也受制造、安装质量和运行工况的影响。

1.1.2 粒子浓度的影响

由式 (9.11-1) 知,金属受热面的磨损量与粒子浓度成

正比。在燃烧室内,粒子浓度与飞灰循环倍率有关,循环倍率高,燃烧室内床料浓度高,粒子对燃烧室受热面磨损严重。对流受热面的磨损与分离器布置的位置有关,与分离器分离效率有关。如果分离器布置在燃烧室出口,后部对流受热面因粒子浓度小而磨损轻;如果分离器布置在对流受热面之间的某一个位置,如布置在水平烟道与尾部竖井之间的换向室,则水平烟道内过热器受热面区的粒子浓度高,磨损较严重。这要求过热器区的烟气流速取低一些。分离器的分离效率低,则布置在分离器之后的受热面区的粒子浓度高一些。为了防止受热面磨损,其气流速宜取低一些。当然,烟气流中的粒子浓度也与燃煤中的灰分有关,灰分高,烟气流中粒子浓度高,带来的磨损大。

1.1.3 粒子直径的影响

从式 (9.11-1) 中知,受热面的磨损量与床料粒子直径成正比。随着床料粒径的增大,磨损量增加。但当床料粒径加大到某一临界值后,受热面的磨损量随床料直径加大的变化十分缓慢。

1.1.4 床料颗粒密度、灰的成分和床料形状对受热面磨损的影响

一般来说,床料颗粒的密度越大,粒子撞击受热表面的动量越大,磨损量越大。粒子形状带棱角的多,金属受热面磨损量大。灰渣化学成分中铝、硅含量高,对受热面磨损严重,钙的含量高,磨损较轻。对一定的床料有一定的 K 值。 K 值通过实验确定。

1.2 床料温度对受热面磨损的影响

在床温范围内,床料粒子的硬度不会发生很大的变化。因此,床料粒子温度的变化不会对金属受热面的磨损带来很大的变化。但是,床料温度的变化将使金属受热面外表面温度变化,从而对金属表面产生不同的氧化反应,生成不同的化学生成物。不同的化学生成物的硬度是不同的,也就是说,其抗磨性能是不同的。管壁温度在 $130\sim 400^\circ\text{C}$ 之间,烟气中的过剩氧气与金属壁发生氧化反应,生成 $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$ 的氧化膜。而 Fe_2O_3 氧化膜的硬度比原管材的硬度要大得多 (Fe_2O_3 的硬度为 $11\,450\text{MPa}$,管材的硬度为 1400MPa)。在管壁温度大于 300°C 以后,氧化铁反应生成的氧化膜有三层,第一层为 $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$,第二层为 $\gamma\text{-Fe}_2\text{O}_3$,第三层为 Fe_3O_4 。这些氧化膜的硬度都比原管材的硬度要大得多。受热面壁温对磨损速率的影响如图 9.11-1 所示。当壁温为 80°C 时,由于氧化膜的生成,磨损速率开始下降。当壁温超过 400°C 时,磨损速率又有所增加。

1.3 床料硬度对金属受热面的磨损

床料由燃煤的灰分组成。燃用灰分的煤、劣质煤、洗干形成的床料,其硬度和粒度均比较大,对受热面的磨损较严重。燃烧优质燃料形成的床料,其硬度和粒径均比较小,对受热面的磨损较轻。如图 9.11-2 所示,当床料硬度接近金

属受热面硬度时,磨损速率变化十分剧烈;当床料硬度比金属受热面硬度小许多或大许多时,磨损速率变化较小。

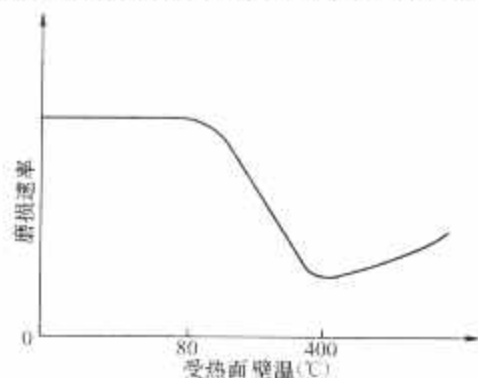


图 9.11-1 受热面温度对磨损的影响

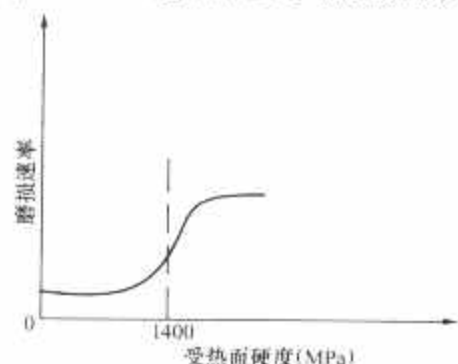


图 9.11-2 颗粒硬度对磨损的影响

1.4 受热面材料硬度对磨损的影响

受热面的磨损不仅与床料硬度 H_p 有关,而且与受热面本身的硬度 H_M 与 H_p 之间的比值有关。当 H_M/H_p 在 1 附近,磨损较严重;当 H_M/H_p 远小于或远大于 1 时,磨损较轻。

1.5 管束结构和布置间距对磨损的影响

金属受热面对流管束有顺排和错排布置两种形式。一般来说,错排管束的磨损比顺排管束的严重。管束排列的结构参数横向节距 S_1 对管束的磨损性能有较大影响。横向节距 S_1 增大,能降低管束下部第一、二排管的磨损;纵向节距 S_2 的变化一般对管束的磨损影响不大。

2 循环流化床锅炉金属受热面的磨损机理

循环流化床燃烧室内金属受热面和燃烧室后部对流金属受热面的磨损机理都与气固两相流的流动模式有关。

循环流化床锅炉燃烧室内气固两相流的流动模式是中心区的气体与固体粒子向上流动,周围四壁区的固体粒子向下流动,形成公认的环核流动模型。中心区与四壁区之间的固体粒子在向上与向下流动过程中还有横向的主相交换,这种交换由下向上是逐渐减弱的。也就是说,在燃烧室的下部和过渡区,两区之间粒子的交换比燃烧室上部要强得多。另外,燃烧室内粒子的浓度也是上部小,下部大,中间为一个过渡段(粒子浓度变化较大)。从固体粒子大小分布来分析,也是燃烧室下部粒子较粗,上部的粒子较细(循环床),中部为过渡区(粗细粒子均有),在上部循环床四个角的粒子浓度最高。循环床锅炉燃烧室内粒子的流动模式、浓度与粒度的分布规律必然对金属受热面的磨损带来决定性的影响。燃烧室下部粒子浓度最高、粒子尺寸大的偏多,必然对下部金属受热面带来严重的磨损。这就是浓相床区(离布风板 5~6m 高度内)为什么要用耐火、耐磨材料覆盖的原因之一。燃烧室上部粒子浓度较小,粒子尺寸也较小,但是,如果选择的气流速度过高(超过 7m/s),其磨损也是不可忽视的。

四角区域,由于粒子浓度最高,其磨损也要引起足够的重视。

另外,燃烧室内受热面如果不是平直的,粒子沿四壁下落时,必然对凸出部分带来严重磨损。如果不采取严格的防磨措施,将会给向外凸出部分的膜式水冷壁,或膜式水冷壁与耐火防磨层交界处,耐火台阶以上的一段水冷壁管(约 500~1000mm)带来致命的磨损。一般投运后 1000h 左右就会发生水冷壁爆管。

循环流化床锅炉燃烧室后部的对流受热面对气固两相流来说,每一根管子对流体都产生一个阻挡。阻挡时,粒子受动量的作用碰撞管子,对管子产生冲击磨损或切削磨损。对最后 2~3 排管子,气固两相流流过管子之后,在管子背风侧产生旋涡。在旋涡处,粒子对管壁产生切削和疲劳磨损。

2.1 冲击磨损

当气固两相流中固体粒子沿垂直方向冲击受热面管子时,使管子表面出现塑性变形或产生显微裂纹。经过固体粒子的反复冲击,变形层脱落,导致严重磨损。固体粒子的反复冲击使管子表面产生疲劳破坏,导致爆管。

2.2 切削磨损

当气固两相流中的固体粒子以一定的角度冲刷管子受热面时,特别是平行、高速冲刷时,对管子表面产生一种切削作用,导致管壁磨损而爆管。

2.3 接触疲劳磨损

当气固两相在流动过程中遇到金属受热面管子阻挡时,在管子背风面形成涡流,导致固体粒子涡流对管子背风面的磨损,称作接触疲劳磨损。

2.4 综合磨损

当气固两相流中的固体粒子以一定的角度反复冲刷管子受热面时,对受热管表面同时有冲击磨损、切削磨损和接触疲劳磨损,这种磨损称作综合磨损,如循环流化床锅炉燃烧室内耐火防磨材料与膜式壁的交界台阶处的管子磨损就属于综合磨损。

3 循环流化床锅炉防磨用非金属材料

3.1 我国循环流化床锅炉用耐火材料的现状和存在的问题

3.1.1 现状

据不完全统计,我国目前 35t/h 以上循环流化床锅炉总数已逾 3000 台,其所用耐火材料已全部国产化。寿命普遍可达 1 年以上,最高的已达 6 年。

目前,国内各锅炉厂设计的炉墙结构有所不同,各部位的工作条件也有所不同,选用的耐火材料品种繁多,常见的耐火材料品种有:磷酸盐结合高铝砖,磷酸盐结合浇注料,烧成耐火耐磨砖,耐火耐磨浇注料(含或不含钢纤维),含硅线石的耐磨砖、浇注料,碳化硅砖、浇注料,刚玉莫来石质砖、浇注料、捣打料和可塑料等;高档产品还有氮化硅结合的碳化硅砖。关于循环流化床锅炉用的耐磨耐火砖和耐磨耐火浇注料的性能,已颁布有 YB/T 4108—2002《循环流化床锅炉用耐磨耐火砖》和 YB/T 4109—2002《循环流化床锅炉用耐磨耐火浇注料》。

3.1.2 存在的问题

我国目前中小型循环流化床锅炉用耐火材料出现和存在的主要问题可归纳为以下几个方面。

3.1.2.1 耐火材料的过快磨损、开裂、剥落和脱落

图 9.11-3、图 9.11-4 所示分别是取自现场使用过程中的循环流化床锅炉衬里常见的过快磨损、开裂和剥落及脱落现象。

刚投用的新炉墙出现过快磨损、开裂和剥落的现象也时有发生。其原因一方面与下面将要进行的施工、养护和烘烤条件有关；另一方面与所用不定型耐火材料自身质量也有关，尤其是与所用浇注料施工后衬体表面出现“长白毛”和“风化”现象以及存放一段时间后因料中部分活性物料变质失效而引起强度大幅度下降等因素有关。



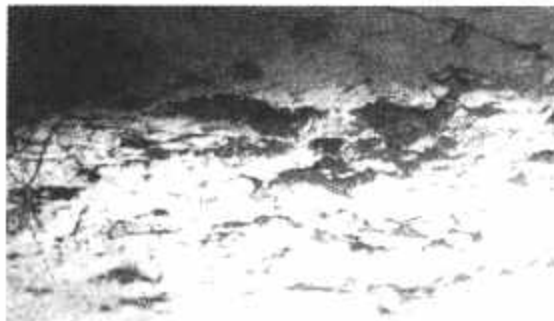
(a)



(b)

图 9.11-3 某 75t/h 循环流化床锅炉出现的磨损

(a) 锅炉炉膛磨损；(b) 锅炉炉顶浇注料磨损



(a)



(b)

图 9.11-4 循环流化床锅炉出现的开裂剥落

(a) 某 440t/h 锅炉点火风道浇注料开裂剥落；

(b) 75t/h 锅炉炉膛砖墙开裂剥落

3.1.2.2 筑炉设计如固定支撑系统、膨胀缝设置等不合理

由于筑炉设计结构不合理，铆固件、支撑件的焊接质量不好、布置和间距不当、材料的强度和耐热性不够，实际中

出现有炉墙变形、开裂或坍塌现象。

有的循环流化床锅炉炉墙的支撑钢板由于与热面距离太近、与热面耐火材料接触面积过大以及与外护板接触面积过大，引起外护板发生局部超温过热，严重时甚至开裂。图 9.11-5 所示就是由于炉墙支撑钢板的导热过快而使分离器锥体段外护板出现超温现象。

由于工作层膨胀缝设计不当，如间隔过短、贯穿、背部未采取密封措施等，导致了钻火、进灰发生，使保温层受到冲刷和挤压破坏，造成工作层与保温层逐渐分离；而夹层沉积的煤灰会产生挤压作用，使工作层内翘、坍塌。图 9.11-6 所示的实例，就是主要沿炉顶膨胀缝进入的飞灰造成保温层掏空的现象。由于膨胀缝设置过少，导致炉墙热应力难以释放而引起变形和胀裂的事件也有发生。



图 9.11-5 某 75t/h 循环流化床锅炉分离器
锥体段外护板出现的过热现象

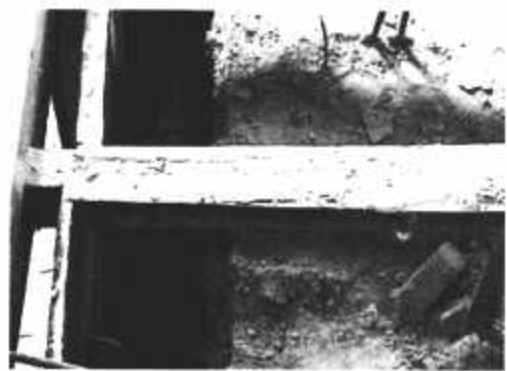


图 9.11-6 某 220t/h 循环流化床锅炉炉墙
保温层被煤灰掏空的现象

3.1.2.3 施工、养护和烘烤不当，影响材料性能的发挥

与烧成的定型耐火制品不同，循环流化床锅炉用不定型耐火材料如浇注料、可塑料、捣打料等，在交付使用时只是原材料的混合物，须经恰当的施工、养护和烘烤后方能具备设计的性能。不定型耐火材料的性能发挥因而与施工、养护和烘烤等操作条件密切相关。

由于有些管理和施工人员缺乏对不定型耐火材料施工、养护和烘烤重要性的认识和重视，有些环节未按操作规程行事，加上有时受气温、湿度等自然条件和施工进度限制，施工、养护和烘烤的条件往往难以达到有利化或最佳化，严重时甚至会导致刚投用的新炉也会出现开裂、剥落，前功尽弃。图 9.11-7 所示是某 440t/h 循环流化床锅炉的新施工衬里出现严重开裂的情形。

3.1.2.4 各部位寿命不同步

循环流化床锅炉的连续运行性能往往取决于最薄弱部位衬里的寿命和可靠性，以下部位往往是最可能导致停炉的薄弱环节。如：内衬剥落引起点火器烧坏；炉膛喷煤口、人孔门、尾燃带、风口磨损严重；旋风分离器入口靶区磨损；分离器顶部开裂、脱落；返料器炉墙变形等。

3.1.2.5 保温材料的指标确定和选用欠妥，导致锅炉外壁



图 9.11-7 某 440t/h 循环流化床锅炉的浇注料烘烤后出现的开裂和脱落情况
(a) 开裂情况；(b) 脱落情况

局部过热

循环流化床锅炉的背衬一般采用轻质保温耐火材料如轻质砖、轻质浇注料、耐火纤维制品等。这类轻质耐火材料的体积密度和热导率是设计、选材的重要依据。由于有些设计未能把握好这两个重要参数，如有的热导率指标的确定已超越了材料可能达到的极限，导致保温层厚度偏薄和/或材料导热过大，导致外壁局部过热而引起外护板变形、撕裂。典型事例如图 9.11-8 和图 9.11-9 所示。



图 9.11-8 某 130t/h 循环流化床锅炉分离器锥体外护板超温现象

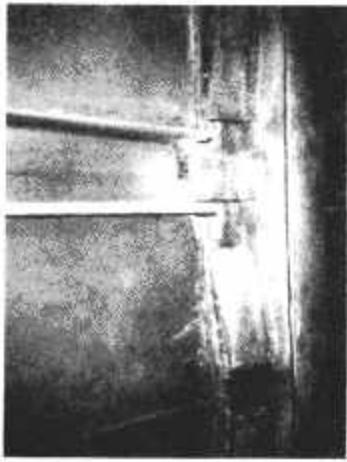


图 9.11-9 某 220t/h 循环流化床锅炉分离器直段外护板超温引起胀裂现象

3.2 对现存问题的分析和讨论

3.2.1 磨损问题

磨损与燃烧室内固体浓度、速度、固体粒子特性和流道的几何形状密切相关，尤其是速度。磨损取决于固体粒子与受热面及烟气流的相对运动。

磨损发生时，耐火材料的热面遭受的主要是冲击和剪切应力。如果在循环流化床锅炉炉膛内的垂直壁面出现凸凹不平或几何形状突变，那么沿壁面向下运动的固体粒子会偏离原方向。这种流动方向的突变会形成涡流，对壁面局部产生冲击和剪切，从而大大增加对该处的磨损。因而在水冷壁与耐火材料的交界处、热旋风分离器入口转弯处、中心筒出口转弯区、膜式水冷壁的凸凹区、炉膛配风管、测量仪器的插入孔周围等处往往会发生严重的磨损。

耐火材料骨料与基质的匹配性和结合性以及表面光洁程度对耐磨性有重要影响。骨料与基质的失配会导致裂纹出现；骨料与基质结合得不牢固可导致基质先损坏，大颗粒凸出，继而被打出脱落。对于浇注料、可塑料这类不定型耐火材料而言，骨料与基质的匹配性和结合性问题在常温下往往并不表现出来，因而要关注它们的热态行为。在使用中材料的热面生成的釉状薄膜可提高表面光洁程度，往往对耐磨性反而有利。

目前衡量和评价耐火材料耐磨性的方法主要是冷态耐压、抗折强度和冷态喷砂法测耐磨性。冷态耐磨性检测可按 GB/T 18301—2001《耐火材料常温耐磨性试验方法》的标准进行。根据 YB/T 4108 和 YB/T 4109，循环流化床锅炉用耐火耐磨料的磨损值应小于 9cm³。然而，冷态耐磨性和使用温度下的热态耐磨性不一定有必然的一致性。采用磨损介质在材料的使用温度下进行热态耐磨试验更有实际意义。热态耐磨性的检测设备目前国内市场上尚无出售，主要难度在于在射砂过程中如何保持靶面的温度。

3.2.2 开裂、剥落问题

循环流化床锅炉衬里的开裂、剥落主要有以下四种原因：

- (1) 新衬里施工后初次烘烤或点火启动时的炸裂。
- (2) 温度的频繁波动由热应力引起的热振剥落。
- (3) 由于热面形成变质层而产生的结构剥落。
- (4) 固定、支撑系统配置不当，因机械应力产生的开裂或剥落。

关注和解决循环流化床锅炉衬里的开裂、剥落问题，应着重于以下几个方面：

3.2.2.1 浇注料自身的抗爆裂性

我国已于 2003 年颁布了黑色冶金行业标准 YB/T 4117—2003《致密耐火浇注料抗爆裂试验方法》，但对循环流化床锅炉用浇注料尚未将此指标作为性能的考核指标。有关生产厂、设计部门、施工单位和用户应予以重视。

根据对水泥结合、低水泥结合、超低水泥结合的氧化铝基致密浇注料受热后脱水行为的研究，它们的结构水主要在 110~500℃ 排除，见表 9.11-2。对这个温度区间的烘烤要格外关注，施工单位和用户应尽可能按照设计和材料供应方要求的条件进行烘炉。由表 9.11-2 还可见，自然养护时间对自由水的排除有很大影响。适当延长脱模后的自然养护时间，有利于充分排除自由水，避免烘烤过程中的爆裂。

加入适量防爆裂有机纤维对改善致密浇注料的抗爆裂性有一定的作用，而对其他性能未发现有什么不良影响。

表 9.11-2 三种氧化铝基浇注料不同温度下的累计脱水率 %

条 件	水泥结合	低水泥结合	超低水泥结合
20℃，养护 1d	17.93	16.49	23.05
20℃，养护 2d	58.79	27.93	69.75
110℃×24h	74.61	51.98	93.20
200℃×3h	80.58	72.82	95.01
300℃×3h	91.12	86.39	95.94
400℃×3h	94.31	92.48	97.99
500℃×3h	95.70	95.45	99.20
600℃×3h	96.67	97.62	99.52
700℃×3h	97.71	98.71	99.48
800℃×3h	97.88	98.96	99.52
900℃×3h	99.55	99.62	99.72
1000℃×3h	100	100	100

浇注料在施工后表面出现“长白毛”、“风化”和存放一段时间后强度大幅度下降对材料性能的发挥有不利影响。出现这类问题与浇注料所用原料和结合剂杂质含量、天气和环境条件、施工后烘炉不及时以及所用原料的含水率等因素相关。杜绝这类问题，主要应由材料研制和生产方从材料质量的源头把关，同时施工和用户方也要关注材料性能的时效性。

3.2.2.2 材料的抗热剥落和结构性剥落

循环流化床锅炉启动和冷却速度过快会对材料造成热振。当热应力超过材料能承受的应力极限,便会引起开裂。热振还会诱发和加剧结构剥落的发生。因此,在注重循环流化床锅炉用耐火材料耐磨性的同时,还应关注其热振稳定性。

热振稳定性与材料的化学—矿物组成、显微结构、主原料的抗热振性、粒度组成、热膨胀系数、骨料与基质的匹配等因素有关。提高耐火材料热振稳定性的有效措施有:在浇注料中加入适量的耐热钢纤维;适当增加材料的临界颗粒尺寸;采用抗热振性好的原料(如莫来石等);引入有益添加剂(如硅线石族矿物、锆英石等)。

材料的抗结构性剥落与材料的抗工作介质的化学侵蚀性和渗透性有关,尤其是后者。结构稳定性与材料的化学—矿物组成、显微结构、主原料的材质、骨料与基质的结合等因素有关。气氛和介质特性对材料的结构性剥落有不可忽视的影响。如存在氧化、还原气氛的交替情况,由于铁的变价会对含铁量高的耐火材料造成结构破坏。对循环流化床锅炉用耐火材料而言,这方面的研究报道甚少。对不同地区常用和可用煤种、煤质对该性能的影响尤其值得系统和深入地研究,这对我国大型循环流化床锅炉的正确选材有重要意义。

3.2.2.3 与铆固、支撑系统的相容性

由于钢材与耐火材料的热胀系数相差很大,当埋入耐火衬里的铆固、支撑件表面未作可产生缓冲间隙的处理,铆固件过大、过密和支撑件过大时,都可能造成耐火材料的断层、撕裂。因此,在满足安全性和可靠性的前提下,除对铆固、支撑件的表面作必要的处理外,铆固和支撑件应贯彻“最省”原则。

3.2.3 固定、支撑系统和膨胀缝问题

固定、支撑系统和膨胀缝的科学合理设置对循环流化床锅炉的安全性和使用寿命有不可忽视的作用。支撑钢板的结构除影响炉体的稳定性和安全性外,还会影响向炉子外壁的传热。采取变直通结构为曲折结构、埋设热障材料、适当减少与热面耐火材料的接触面和减少与外护板的接触面等措施,可以有效减少炉体外壁的局部过热现象。膨胀缝和裂缝进灰后引起“劈裂作用”和“挤压作用”会导致工作层破坏和工作层与保温层的分离。膨胀缝如为直通型且不采取背部密封措施,会导致钻火、进灰加剧;膨胀缝设置过少会导致炉墙胀裂和变形。为避免这类问题的发生,首先,应充分研究和把握耐火衬里的热膨胀行为,尽可能降低炉墙衬里材料的热膨胀,以减少膨胀缝数量;其次,膨胀缝应尽可能设计为迷宫型并采取背部密封措施;最后,对出现的裂缝,发现后则应及时采用适当的修补料进行修补。

3.2.4 施工、养护和烘烤问题

耐火耐磨浇注料的使用性能除取决于材料本身外,还取决于施工、养护和烘烤的质量。对浇注料而言,施工性能包括加水量、流动性和凝结时间快慢。加水量多少影响浇注料的流动性,进而影响料的致密性、组织结构均匀性、凝固性和强度。现场施工加水,往往凭经验和感觉行事,难以控制得恰到好处并稳定化,因此提倡按要求定量加水。常用低水泥、超低水泥浇注料施工的环境温度可以在 5~35℃ 之间,过低或过高会导致凝固过慢或过快。

浇注料须经合适条件下的养护才能形成坯体强度并对后来的强度产生影响。养护条件包括温度、湿度和时间。低水泥、超低水泥浇注料的养护对湿度的要求不苛刻,一般在自然状态下即可。但对温度有一定要求,主要是避免温度过低。

烘烤是为了除去料中的自由水和化合水,尤其是后者。烘烤条件包括烘烤方式、升温速率、保温时间和最高温度。当料中水分转化为水蒸气的速度远大于蒸汽逸出的速度,积累的蒸汽压力超过材料的抗张强度就会发生爆裂。由于温度梯度的存在,当烘烤时间和温度不足以让料中的水分充分排除,使用中也可能出现爆裂。

对不定形耐火材料的质量保证,不应仅着眼于和通过生产过程来实现,还应通过施工、养护和烘烤环节来实现。材料的供方、施工方和用户方必须通力合作。

3.2.5 选材和寿命同步问题

不同的使用部位,由于使用条件不尽相同,耐火材料的作用和损毁的机理也有差别,因而对耐火材料性能要求的侧重面应有所不同。选材时,应抓住问题的实质,切中要害,对材料的关键性能提出合理要求和确定具体指标。而采用不定形耐火材料,较容易实现性能的适当调整。

耐火材料的诸多性能往往是个矛盾的统一体。有的性能彼此可能是对立的,难以两全其美,如强度和热振稳定性。设计和选材时,对各种性能,既要突出重点,抓住要害,又要全面考虑,统筹兼顾。

耐磨耐火衬里的优化设计,是实现各部位尽可能均匀损毁的重要途径。弄清各部位的主要损毁机理,有针对性地进行选材和结构设计的优化,使材尽其用并加强对易损部位的维护和修补,可以减轻乃至消除各部位寿命不同步的问题。

3.2.6 对耐火材料某些特性的认识问题

3.2.6.1 耐火度

耐火材料在无荷重时抵抗高温作用而不熔化的性质称为耐火度。其表达的意义与单相纯物质的熔点不同,因为耐火材料是多相混合物,其受热后熔融是在一定的温度范围内进行的,有一固定的开始熔融温度和固定的熔融终止温度,在该温度范围,固、液二相共存。耐火度的测定是将试料做成截面为等边三角形的截头三角锥,升温加热后,由于软化并受自重的影响而变形弯倒,当其弯倒至顶点与底盘相接触时的温度,即为试样的耐火度,它是通过试锥与在一定升温速率下具有固定弯倒温度的标准测温锥弯倒情况的比较而得知的。

值得指出的是,耐火度虽可以反映材料的化学、矿物组成,但达到该温度时,材料已不再有任何机械强度。耐火材料的使用温度不能根据耐火度而定,一般远小于耐火度。在一定的使用条件下,有时耐火度低的制品,使用寿命反而更长。可见,认为耐火度越高越好是不恰当的。何况循环流化床锅炉的工作温度最高也仅 1000℃ 左右,而哪怕一个低材质的耐火材料,其耐火度也会在 1500℃ 以上。对循环流化床锅炉用耐火材料考核耐火度,必要性不是非常大。

3.2.6.2 Al_2O_3 含量与性能的关系

在用作耐火材料的氧化物中,刚玉(即 $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$, 是 Al_2O_3 所有变体中密度最大和最稳定的相)的莫氏硬度为 9, 是最高的。刚玉的熔点为 2050℃, 在 $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-SiO}_2$ 系的氧化物中是最高的。对硅酸铝质即 $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-SiO}_2$ 系耐火材料来说, Al_2O_3 含量越高,耐火度越高。从耐磨和耐火的角

度,氧化铝无疑是必选的组分。然而 Al_2O_3 的热膨胀系数大,热导率也高,过高的 Al_2O_3 含量会引起抗热振、抗剥落和体积稳定及导热等方面的问题,参见表 9.11.3 所列氧化铝与莫来石的性质对比。莫来石是 $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-SiO}_2$ 系的一个重要的高耐火性复合氧化物,具有抗蠕变性好、热膨胀率低、热振稳定性好、热导率低等优点,是 $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-SiO}_2$ 系耐火材料的一个比刚玉更重要的组

成相。而富 SiO₂ 的莫来石合成料具有莫来石形成交织的网络结构，其间填充有一定的富硅的玻璃相的显微结构，更有利于吸收热应力。因此，具有理论组成的莫来石和富硅组成的莫来石合成料都值得采用，而赋予材料以优良的综合性能。

耐火材料是多相的非均质材料，其耐磨性和耐火性主要取决于刚玉、莫来石相的数量和排列以及结合的牢固程度，而并非 Al₂O₃ 含量越高越好。国外公司的低 Al₂O₃ 含量工作衬的设计，在抗热振性、体积稳定性和韧性等方面有其优点，值得重视和借鉴。

表 9.11-3 氧化铝与莫来石的性质对比

材料	化学式	熔点 (℃)	密度 (g/cm ³)	莫氏 硬度	热导率 [W/(m·K)] 500℃	热膨胀系数 (10 ⁻⁶ /℃) 20~1000℃
氧化铝	Al ₂ O ₃	2050	3.99	9	9.4	8.6
莫来石	3Al ₂ O ₃ · 2SiO ₂	1830 (分解熔融)	3.16	6~7	3.8	4.5

3.2.6.3 冷态强度与耐磨性

在一定的范围内耐火材料的冷态强度与耐磨性有正相关性。但并非冷态强度越高，材料的耐磨性也越高，收集到的几组循环流化床锅炉用耐磨耐火浇注料和耐磨耐火砖的数据可资证明，详见表 9.11-4。

材料受到的物料冲击和磨损作用，主要是受切应力而不是压应力。而无机非金属材料的抗折和抗张强度远小于其耐压强度，因此材料的抗折和抗张强度可更好地表征其耐磨性，应注意研究其与耐磨性的相关性。

耐火材料在常温下是脆性较强的非金属材料，冷态强度越高，脆性越大，受热应力和机械应力的作用越易开裂。所以对耐磨性而言，不应片面地追求高的冷态强度，尤其是冷态抗压强度，而应追求高的韧性和高的热态强度。

表 9.11-4 循环流化床锅炉用耐磨耐火浇注料和砖的强度性能

项 目	Al ₂ O ₃ 含量(%)	烘干后体积密 度(g/cm ³)	常温抗压强度(MPa) (110℃,24h)	常温抗折 强度(MPa)	耐磨性 (cm ³)
浇注料A	—	3.08	111.6	141.2	18.9 ^①
浇注料B	85.26	3.04	—	131.5	15.6 ^①
浇注料C	79.34	2.94	95.5	121.1	20.2 ^①
砖A	82.42	2.75	97	16	8.76
砖B	81.05	2.85	89	17.6	4.36
砖C	80.02	2.99	99	14.1	3.42

① 经 1100℃, 3h 处理后测量。

3.2.6.4 冷、热态性能和有约束、无约束条件下的性能

耐火材料的冷、热态性能往往差别很大，冷态强度的高低并不等于热态强度的相应高低；耐火材料常温下多呈脆性而缺乏韧性，而高温(1300℃ 以上)下由于液相的出现而有一定的塑性，但在一般不高于 1000℃ 的中温即相当于循环流化床锅炉的使用温度下，所用材料的特性如何，目前所知不多。

对采用不同结合方式的氧化铝基致密浇注料在 20~1000℃ 的热行为研究揭示，对于以氧化硅超细粉和水泥为结合体系的低水泥(LC)和超低水泥(ULC)浇注料，在该温度范围内其热态抗折强度随温度提高而有所增加，尤其在 700~1000℃ 之间；而水泥结合的浇注料(CC)的抗折强度则有所下降，如图 9.11-10 所示。这说明，靠增加水硬性结合剂水泥的加入量来提高烘干后强度的做法不可取，也说明对烘干后的强度指标没有必要定得过高。

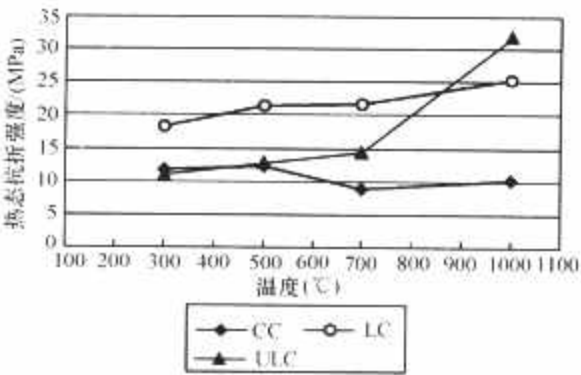


图 9.11-10 三种浇注料的热态抗折强度

由图 9.11-11、图 9.11-12 可见，前已述及的三种浇注料 1000℃ 以下的加热永久线变化率为负值，即有残余收缩；而线膨胀率却是正值，且对于 LC 和 ULC 浇注料，在 800℃ 左右热膨胀曲线出现了拐点，表明有软化现象。

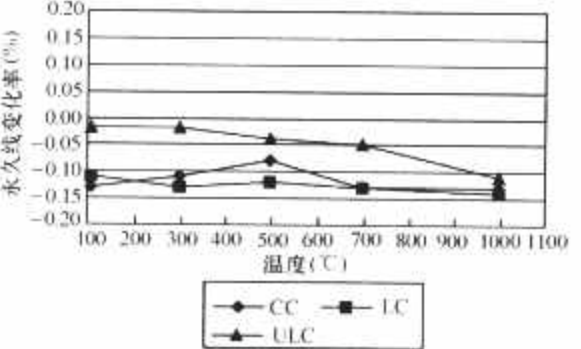


图 9.11-11 三种浇注料经不同温度热处理后的永久线变化率

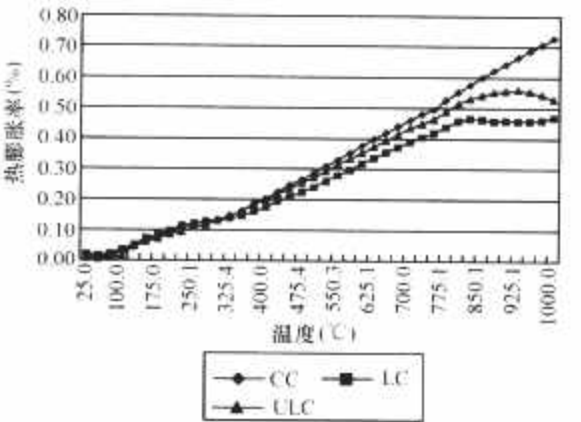


图 9.11-12 三种浇注料的热膨胀行为

耐火材料在有约束和无约束条件下的性能是有差异的，如有荷重条件下，热膨胀的量要小于自由膨胀的量。国外较重视有约束条件下的性能测试，如美国先进的 ASTM 中标准，规定了检测有荷重条件下耐火材料的热膨胀和蠕变的标准测试方法，而我国目前尚无制定和实施这类标准。应该对循环流化床锅炉用耐火材料多作热态性能的测试和分析，制定相应的标准。有些早已有的标准如热态抗折强度、热态抗压强度和荷重软化温度等，则可以引用。

3.3 针对循环流化床锅炉用耐火材料现存问题的对策

与钢铁冶金用耐火材料不同，循环流化床锅炉及其所用耐火材料这个行业相对年轻，针对我国循环流化床锅炉用耐火材料现存的问题，可以从以下几个方面予以考虑。

3.3.1 高韧性和热态耐磨性好耐火材料的开发

开发和应用在使用温度下韧性好、耐磨性好和化学及体积稳定性俱佳的耐火衬里，是实现大型循环流化床锅炉可靠性、安全性和长寿命的关键。值得探讨和尝试的技术路线有：高韧性的颗粒料与高强度的基质料的搭配；使耐火材料的热面在使用中形成一定的高黏度塑性层，以更好地抵抗炉气侵入和颗粒的冲刷。

3.3.2 浇注料结合方式的改进

磷酸盐结合和凝胶结合的浇注料可望赋予致密浇注料以良好的热性能。已有文献报道,虽然低水泥浇注料的孔隙率比凝胶结合的浇注料的低,但其热振稳定性却不如后者。这可能是由于胶体的黏度高于水,因此可使微粒间保持的距离大于水基混合料,在内部形成了微裂纹从而阻止了裂纹的延伸。另外,由于凝胶结合浇注料的高温结合相是网状结构的莫来石,因而其热态抗折强度远远高于低水泥浇注料,见表 9.11-5。

表 9.11-5 低水泥浇注料和凝胶结合浇注料的热性能对比

性 能		低水泥浇注料		凝胶结合浇注料	
		60%Al ₂ O ₃	70%Al ₂ O ₃	50%Al ₂ O ₃	70%Al ₂ O ₃
显孔隙率(1400℃烧后)(%)		11.2	9.2	16	14
热态抗折强度(MPa)	1400℃	4.5	14	16	17
	1500℃	1.5	6.0	9.7	11.5
热振稳定性(CMOR降低率)(%) (ASTM C-1171)		74	90	20	16

3.3.3 循环流化床锅炉用耐火材料行业标准、设计规范和施工规范的统一和完善

循环流化床锅炉用耐火材料的行业标准和设计规范的内容要适时补充和更新,不断完善。

4 循环流化床锅炉主要磨损部位及防磨措施

循环流化床锅炉除了高效节能、低污染地清洁燃烧优点以外,还有一个最大的特点就是燃料适用的广泛性。正因为如此,大多的循环流化床锅炉都燃用了高水分、含灰量极大的劣质煤,燃烧时,烟气中含有大量的飞灰颗粒,这些灰粒以极高的速度冲刷炉壁及其设备,使其表面受到剧烈的磨损,发生局部的严重破坏,甚至导致事故停炉,因此,必须了解飞灰磨损的规律,分析出主要磨损的部位及其原因,经济有效地选用耐磨材料,设计合理的抗磨结构,使磨损危害减少到最轻的程度。

4.1 主要磨损部位

通过对目前运行的循环流化床锅炉的观察和分析,发现经常产生重大磨损主要有以下几个部位:流化床区域;炉膛内悬吊受热面;炉膛出口;旋风分离器、回料器;回料腿;尾部烟道。

4.2 各部位磨损机理

4.2.1 流化床区域

在燃烧室中,从床的底部至固体颗粒膨胀起来的床层界面称为流化床。要使流化床上的固体颗粒保持悬浮沸腾状态,使煤粉颗粒得以充分有效地燃烧,从炉底布风装置出来的空气流必须具有足够的速度、强度和刚度,以在支撑固体颗粒料层的同时,产生强烈的扰动,研究发现,当床料密度 $\rho_s(1-\epsilon)=8\sim 10\text{kg/m}^3$ 时(ρ_s 为颗粒密度, ϵ 为空隙率),床内细颗粒就会聚成大粒子团,团聚后的粒子团由于重量增加体积加大,以较大的相对速度沉降,并具有边壁效应,使流化床中气—固流动形成近壁处很浓的粒子团以斜下切向运动,下降到炉壁回旋上升,颗粒彼此之间以及与炉壁之间进行频繁的撞击和摩擦,使炉壁出现了严重的磨损。

4.2.2 炉膛内悬吊受热面

布置在炉膛内的过热器等受热面,所处的位置是烟气流

必经通道,高浓度、高速度的飞灰颗粒,大大地增加了在单位时间内颗粒对受热面的撞击率,众所周知,管壁表面的磨损量是与撞击率以及流速成正比

$$T_{\infty}=(\eta\kappa\omega^3/2g)\tau \quad (9.11-2)$$

式中: T 为管壁表面的磨损量, g/m^3 ; τ 为时间, s ; g 为重力加速度, $g=9.18\text{m/s}^2$; ω 为飞灰速度,可认为等于烟气流速, m/s ; κ 为烟气中飞灰质量浓度, g/m^3 ; η 为飞灰撞击率。

因此,布置在炉膛内的悬吊受热面,特别是第一、二排的管束,磨损较严重。

4.2.3 炉膛出口(分离器进口)

炉膛出口处烟气流流通截面骤降,并使粒径 d_{50} 为 $40\sim 70\mu\text{m}$ 的固体颗粒加速到最大速度,以满足分离器所需分离临界速度,不同结构的分离器有着各自不同的临界速度,据笔者了解,一般这一临界速度达 25m/s 左右,这样高速度的固体颗粒在炉膛出口转弯处将产生较大的离心力,强烈地冲刷炉膛出口管,同时,高密度的灰粒在与管表面碰撞时,使金属显微颗粒克服分子之间的结合力,使本已处在高温处的局部管表面温度升高引起该处金属变软,使金属颗粒更易与母体分离产生磨损。

4.2.4 旋风分离器、回料器

旋风分离器外筒通常有圆锥体和蜗壳式锥体两种,但不管哪种形式,为了提高分离器的分离效率,烟气流从炉膛出口进入分离器一般均为一渐缩截面,使烟气中灰浓度中心趋于旋风分离器外壁,一些较重的颗粒沿壁飞旋而下,严重地磨损了旋风分离器外壁,特别是从锥体底部与回料筒连接处形成的缩径,经分离后的颗粒粗大而有棱角,高浓度地会聚,并以较高的回旋速度进入回料筒,强烈冲刷筒壁,造成较大的磨损。

4.2.5 回料腿

由分离器分离出来的热灰颗粒,落入分离器下的U型密封料腿,它实际上是一个流化床输送机,在U型密封料腿中充满了热灰颗粒,用高压力的空气从料腿底部的布风板送入使灰粒流化,一方面形成一道灰封,以防止炉膛内的烟气倒流至分离器中,同时可以方便地将流化了的热灰送回炉膛,这样流经回料腿的热灰颗粒,以较大的正压,较快的速度流回炉膛,给回料腿的磨损极大。

4.2.6 尾部烟道

经分离器分离后的飞灰颗粒,通过平衡烟道的渐扩截面温降后变得较硬,而烟道的转弯以及烟道内密排受热面的阻流,使烟气流场重新分布,大量的飞灰颗粒由于离心力的作用会聚在烟道后墙壁,一些较重的颗粒斜向冲刷。后墙壁在烟气流的法向冲击和切向切削的同时作用下磨损严重。在烟道内布置的受热面磨损的不均匀性较大,绝大部分的飞灰颗粒均流经受热面与后墙之间的烟气走廊,因此靠近尾部烟道后墙的受热面要比前墙部分的受热面磨损严重。

4.3 防磨措施

根据以上对各部位产生磨损的原因分析,其主要影响因素是飞灰浓度、灰粒的理化性质、烟气流速以及受热面的布置与结构特性,当然还与运行工况有关。但对特定的循环流化床锅炉来说,要减少飞灰磨损,除了锅炉设计时采用适当的烟气流速,改善运行工况以外,最有效直接的办法,就是对易磨损部件采用防护耐磨材料,而如何合理的应用耐磨材料,设计完好的耐磨层结构,是搞好循环流化床锅炉防磨技术的关键。

4.3.1 金属材料的防磨措施

4.3.1.1 金属防磨盖板

防磨盖板是锅炉传统防磨措施之一，其结构见图 9.11-13，主要用于尾部烟道对流受热面，防磨材料根据防磨位置烟气温度选取，一般采用 1Cr18Ni9Ti 和 20g 钢两种材料，板厚为 2mm。

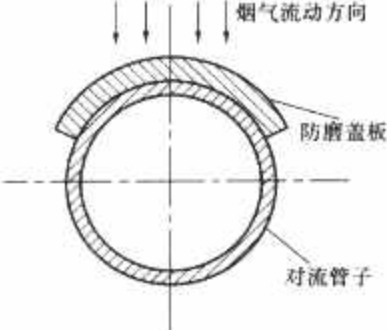


图 9.11-13 金属防磨盖板结构示意图

4.3.1.2 防磨堆焊

在需要防磨的金属材料表面，堆焊一定厚度的熔焊金属，使母材具有较高的抗磨损性能，主要用于非金属耐磨材料与金属保护区之间的过渡处的防磨，如水冷壁下部、过热器、风帽、高温再热器等部位。

4.3.2 非金属耐磨材料的防磨措施

4.3.2.1 水冷壁衬里

水冷壁衬里是用焊在管子表面上的金属销钉将较密的耐磨材料固定在烟气侧的锅炉管子上，结构见图 9.11-14。图 9.11-14 (a) 所示的衬里主要敷设在炉膛下部区域；图 9.11-14 (b) 所示的衬里主要敷设在过热器屏和再热器屏易磨损处。

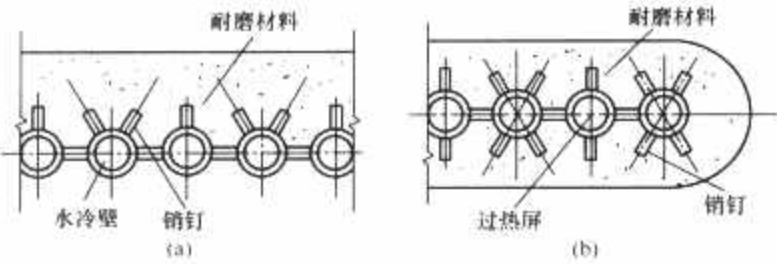


图 9.11-14 水冷壁衬里结构示意图

- (a) 衬里主要敷设在炉膛下部区域；
- (b) 衬里主要敷设在过热器屏和再热器屏易磨损处

4.3.2.2 非水冷壁薄衬里

非水冷壁薄衬里是用一定规律布置的“Y”形抓钉来把耐磨浇注料固定在保温浇注料层外的，抓钉上要涂 1mm 厚沥青，以解决金属抓钉与耐磨浇注料之间的温胀差异，其结构见图 9.11-15。此种衬里适用于表面复杂的部位及设备顶面。

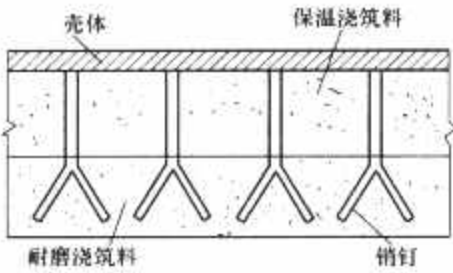


图 9.11-15 非水冷壁薄衬里结构示意图

4.3.2.3 非水冷壁厚衬里

非水冷壁厚衬里主要是把耐磨砖固定在保温砖或保温浇注料的外侧，其结构如图 9.11-16 所示。图 9.11-16 (a) 所示的结构适合于大面积或圆弧面处；图 9.11-16 (b) 所示的结构适合于钢壳形态较复杂及其他不适合保温砖的部位。

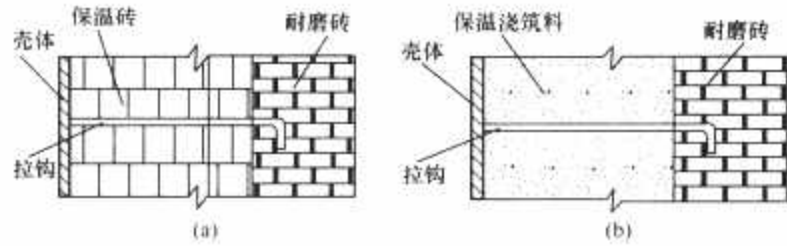


图 9.11-16 非水冷壁厚衬里结构示意图

- (a) 适用于大面积或圆弧面处；
- (b) 适用于钢壳形态较复杂及其他不适合保温砖的部位

第12章 循环流化床锅炉的发展前景

1 循环流化床锅炉的发展趋势

经过了20余年的发展,循环流化床锅炉已经从实验室的试验装置走到了大型的电站锅炉的行列。可以预料,循环流化床锅炉由于它的高性能、低成本,必将与煤粉锅炉展开激烈竞争,特别是在燃用高硫煤、劣质燃料时,相比与煤粉锅炉具有更大的优势。

由于循环流化床锅炉已经逐步进入发电厂的主力机组行列,对其安全性、环保性等各方面都提出了更高的要求,特别是由于这些年煤粉炉在污染物控制方面已经取得了非常大的突破,对循环流化床锅炉也是一个非常大的挑战。总体上讲,循环流化床锅炉的发展趋势为:

- (1) 循环流化床锅炉的大型化及高参数。
- (2) 循环流化床锅炉污染物的深度控制。
- (3) 以循环流化床为核心的多联产技术。
- (4) 特种循环流化床发电锅炉。

为充分发挥循环流化床锅炉的优点,对于循环流化床锅炉本体尚需对以下诸方面进行深入的研究:

1.1 循环物料的分离

循环流化床锅炉的发展要求效率高、体积小、阻力低、磨损轻和制造运行方便的循环物料分离装置。从目前循环流化床锅炉的运行情况看,高温旋风分离器还是比较成熟的,但燃用高灰燃料时分离器的磨损问题尚未完全解决,而且分离器的体积也十分庞大。受旋风分离器最大尺寸的限制,大容量循环流化床锅炉必须配置多个分离器。由于旋风分离器内衬有较厚的耐磨耐火材料,热惯性大,因此延长了启动时间和负荷变化动态特性变差。所以分离装置是应进一步重视及进行研究开发的重点之一。

1.2 循环床内固体颗粒的浓度选取

循环床内固体颗粒浓度对燃烧过程,脱硫过程和传热过程都有很大的影响,但合适的循环床内固体颗粒浓度的确定却十分困难。目前各循环流化床锅炉制造厂家所采用的炉内颗粒浓度相差很大,但都能保证锅炉良好的运行。反映炉内颗粒浓度的一个重要参数是循环倍率,国内的一些循环流化床锅炉的循环倍率通常在10以上,而许多锅炉的循环倍率常常达到50~200。在分析循环流化床锅炉的工作过程时,不仅要考虑物料的外部循环,还要考虑炉内的内循环,即物料在炉内由于壁面效应或遇到由构件等的影响而下落所造成的内部循环。在高风速运行下,物料的内循环将更为显著。目前对物料内循环的定量分析还缺乏有效的手段。合理的循环床内固体颗粒的浓度的选取受燃烧、脱硫、传热、磨损、能耗等一系列因素的影响,该参数的确定对循环流化床锅炉的设计有非常大的意义。

1.3 炉内受热面布置和温度控制

为了保证循环流化床锅炉的炉内温度控制在一定范围内,在固体颗粒循环回路中必须吸收一部分热量,目前炉内

吸热主要有以下两种方法:一种是在炉膛内布置水冷壁或隔墙;另一种是炉膛内布置部分受热面,在固体物料循环回路上再布置流化床换热器。这两种形式都有大量的锅炉在实际运行中,且证明都是可行的,但这两种方法的床温控制方式是不同的,前一种方法主要是靠调节返料量来调节床内固体颗粒浓度来改变水冷壁的传热系数,从而改变炉内的吸热量来控制床温;第二种方法则仅需要调节进入流化床换热器和直接返回炉内的固体物料量的比例便可控制床温,相对比较灵活,特别适合于大容量的循环流化床锅炉。不过对上述两种方法的优化以及新的控温方式,包括自动控制温度等仍有必要进行进一步的研究。

1.4 运行风速(或截面热负荷)的确定

循环流化床锅炉的运行风速是一个很重要的参数,一般运行风速为4~10m/s。如果运行风速提高会使炉子更为紧凑,断面热负荷相应增大,此时为了保证燃料和石灰石颗粒有足够的停留时间和布置足够的受热,必须增加炉膛高度。这样不仅磨损会增加而且可能会增加锅炉的造价,风机功率会增大,厂用电也会增大。但运行风速选择过低则就发挥不了循环床的优点,因此对每种燃料都具有最佳的运行风速。

断面热负荷的选择与运行风速的选择相似。该参数主要影响炉膛的截面积和炉膛的高度。一般的循环流化床的断面热强度为3~6MW/m²,实际上只要燃料及过剩氧量确定,运行风速与断面热强度中只要有一个参数确定后另一个参数也随之确定。

如何根据燃料特性来确定循环流化床的运行风速也是一个比较重要的问题,在发展循环流化床的过程中应进行进一步的探索。

1.5 循环流化床锅炉部件的磨损

由于循环流化床锅炉内的高颗粒浓度和高运行风速,如果设计不当锅炉部件的磨损是比较严重的。磨损主要与风速、颗粒浓度以及流场的不均匀性有关。研究表明磨损与风速3.6次方成正比,与浓度成正比,流场的均匀性则较难进行研究,在这方面一般与设计、制造安装以及运行特性有较大的关系,在设计时一般应防止烟气走廊或突缩突扩的形式。

2 循环流化床锅炉的大型化

2.1 大型化、超临界是循环流化床锅炉的发展方向

国内外专家普遍认为,循环流化床锅炉未来将朝着大型化、超临界方向方展。这是因为:

(1) CFB锅炉由于自身特点而易于大型化。

1) 采用了一级飞灰分离循环燃烧,系统相对简单,便于大型化。

2) 不论是国外开发的方形分离器,抑或是国内开发的水冷异型分离器和下排气旋风分离器,均能与锅炉本体形成整体形式,结构紧凑,易于大型化。

(2) 循环流化床燃烧技术由于具有以下固有燃烧特性而使它特别适合于与超临界参数技术结合:

1) 循环流化床锅炉炉膛内的温度比常规的煤粉炉低得多, 因此炉膛内的热流要比煤粉锅炉低。而循环流化床锅炉炉内较低的热流密度可降低对水冷壁冷却能力的要求。

2) 在循环流化床锅炉炉膛内, 固体浓度和传热系数在炉膛底部最大, 且随着炉膛高度的增加而逐渐减小, 热流曲线的最大值出现在炉膛底部附近。这样, 炉膛内高热流密度区域刚好处于工质温度最低的炉膛下部区域, 避免了煤粉锅炉炉膛内热流曲线的峰值位于工质温度较高的炉膛上部区域这一矛盾。因此, 循环流化床锅炉炉内热流分布特点也比较有利于水冷壁金属温度的控制。

3) 循环流化床锅炉的低温燃烧使得炉膛内的温度水平低于一般煤灰的灰熔点, 所以水冷壁上基本没有积灰结渣, 再加上炉膛内有较高的固体颗粒浓度, 这能够保证水冷壁的吸热能力。

4) 与煤粉炉相比, 循环流化床锅炉炉膛内的温度沿炉膛高度方向更加均匀, 因而工质沿水冷壁高度方向的吸热也更加均匀, 从而有利于控制各段水冷壁的吸热量。

超临界循环流化床锅炉可结合超临界锅炉和循环流化床锅炉两者的技术优势, 具有运行效率高、煤耗低、污染物排放少等优点。

目前, 300MW 亚临界参数循环流化床锅炉国内已通过技术引进并已经投入运行, 而国外甚至已完成了 600MW 超临界 CFB 锅炉的深度方案设计。国内外的研究测算认为, 600MW 将是未来主力发电机组的最低界限。今后我国循环流化床锅炉发展的一个趋势将是发展 600MW 级超临界参数锅炉技术。

2.2 超临界循环流化床锅炉的设计示例

循环流化床锅炉的大型化不能简单地通过几何放大炉膛尺寸来达到。

在循环流化床锅炉放大的过程中, 其循环回路内的颗粒特性是关键参数之一。因此, 合理放大颗粒循环回路成为主要问题之一。当设计循环回路时, 首要目标是确保炉膛内部必要的颗粒停留时间和颗粒浓度。前者能够使得燃烧高效和吸附剂有效利用, 后者能够提高气体与颗粒间的传热和传质, 使化学反应和与炉墙的传热能够平稳进行, 而且也确定了外部回路的循环率。外部循环率是流化床换热器的给料量的保证, 也是炉膛中垂直温度曲线的平稳的保证。颗粒的停留时间和浓度都受到复杂的三维两相流的控制。两相流的特性依赖于颗粒的性质(即颗粒直径、密度、形状等)和循环回路的设计(即炉膛、旋风分离器和布风装置的设计)。目前, 人们正努力研究上升流和旋风分离器中的复杂两相流。

锅炉容量、燃料特性和水/汽参数一旦选定, 在有效的锅炉运行条件内其颗粒循环流量、停留时间、炉膛温度、炉膛尺寸(截面积和高度)和在循环回路内要达到的换热量也就确定了。布置换热面的主要目的就是在不同的位置(也就是炉膛、流化床换热器和尾部烟道)放置不同类型的换热器(省煤器、蒸发器、过热器、再热器和空气预热器)。布置的关键是要使运行灵活, 燃料适应性广, 降低运行、维护和投资费用。在满负荷时, 运行为超临界, 此时蒸发区与过热区之间没有明显界限。但是蒸发区(两相流)将会在低于 80% 时迅速重现。由于锅炉庞大且蒸汽参数很高, 因此并不是所有的蒸发系统都可以在炉膛的膜式水冷壁中实现。它们

中的一些必须用附加换热面实现。例如翼形壁、扩展壁、流化床换热器(FBHE)等。通常把这些不同的蒸发器排成一行以避免在短时运行中由平行流引起的扰动, 确保近壁流能够冷却炉墙。可是这会导致压降的增加。

本节以浙江大学进行的一台超超临界循环流化床锅炉的初步设计为例, 阐述超临界循环流化床锅炉设计的几个关键问题。表 9.12-1 为锅炉的设计性能参数。

表 9.12-1 锅炉的设计性能参数

项 目	符 号	单 位	数 据
额定蒸发量	D	t/h	1700
主蒸汽压力	p_{gr}	MPa	28
主蒸汽温度	t_{gr}	℃	600
再热蒸汽压力	p_{rr}	MPa	4.6
再热蒸汽温度	t_{rr}	℃	600
给水温度	t_{gs}	℃	290
锅炉热效率	η	%	89.32
炉膛出口过量空气系数	α		1.2

本设计所取煤种为烟煤, 其收到基低位发热量 $Q_{ar,net} = 22\,211\text{kJ/kg}$ 。表 9.12-2 为锅炉几何尺寸的设计值。

表 9.12-2 锅炉的设计几何尺寸

项 目	符 号	单 位	数 据
炉膛截面热负荷	q_A	kW/m^2	4100
炉膛截面积	A_i	m^2	364.24
炉膛容积热负荷	q_V	kW/m^3	65
炉膛容积	V_i	m^3	22\,975
炉膛高度	H	m	63
炉膛宽度	a	m	25
炉膛深度	b	m	15
烟气速度	α_y	m/s	5.49

2.2.1 炉膛

当锅炉运行在超临界压力下的时候, 过热蒸汽的压力很高, 质量体积较小。为了保证足够的工质流量以避免金属管壁超温, 又由于此时水冷壁管中的工质是汽水混合物, 换热能力比单相水要差, 为确保蒸汽温度达到额定值, 必须要增加管子的内表面积。因此, 需要使用小管径的内螺纹管。炉膛四周是由内螺纹管构成的膜式水冷壁。本设计中选取规格为 $\phi 28 \times 5.5\text{mm}$, 节距为 45mm。单侧侧墙水冷壁管根数为 334 根, 单侧前后墙水冷壁管根数为 556 根, 整个炉膛共布置水冷壁管 1780 根, 水冷壁曝光长度为 56\,000mm, 则炉膛炉壁面积为 8938.4 m^2 。两侧墙水冷壁在炉膛下部距布风板 5m 处开始收缩, 形成锥段结构。锥段四周水冷壁上打防磨销钉, 敷设耐火防磨材料。锥段四周开有许多孔, 主要有: 二次风口, 三层共 60 个; 回料口, 四面墙共 8 个; 排渣口, 四侧墙共 8 个和温度、压力测孔及看火孔等若干个。

炉膛底部有两个分开的流化区, 即“支腿”。每条支腿宽 11m, 深 15m, 高 5m, 与两侧收缩的水冷壁形成两个锥形结构。支腿的内表面衬有耐火材料。每个支腿配有自己的布风板。“支腿”的布置方案是考虑未来的更大容量的机组而选定的。这种几何布置用限制腿部“深度”的方法考虑了燃烧室尺寸放大中的主要问题, 它保证了喷入流化床高密度区中心部分的二次风能很好地深入。二次风沿每个腿部的四

周引入。二次风口的位置决定了密相区的高度。密相区体积较大的话,有利于煤的完全裂解和增加变负荷下床内的稳定性。本设计中采用较低的密相区以降低能耗。二次风口位置距离布风板5m。二次风分多层送入。送入口接近炉膛的扩口处,以保证上部的燃烧份额。二次风速度为45m/s。过剩空气20%时,流化风速为5.49m/s。

2.2.2 外置式流化床换热器(FBHE)

随锅炉容量的提高,水的预热热和过热热在工质吸热总量中所占的份额呈下降趋势。为了使得传热和吸热能够平衡,从而把循环流化床锅炉主回路的温度控制在正常的范围内,必须把某些受热面,如省煤器、过热器、再热器等布置在主回路里。设计时可以在炉膛内布置更多的受热面或布置外置式流化床换热器(FBHE)。本设计中采用布置外置式换热器(EHE)来解决这个问题。每个燃烧室腿部有两对外部热交换器:一对外部热交换器(安装过热器)通过调整其热固态颗粒流量控制燃烧室温度和床温。另一对外置热交换器(安装再热器)以类似的方法控制再热温度。

2.2.3 分离器

循环流化床锅炉内的旋风分离器需处理大量高温气体,旋风分离器筒体直径越小分离效率越高。但由于小的旋风分离器很难敷设耐火衬里,很难在高温下使用金属结构,因此在大型循环流化床锅炉的设计中采用多个分离器。分离器的最大筒体直径一般控制在7~8m。筒体直径如再增大,旋风分离器的高分离效率的优势将被削弱。本设计中采用了8台旋风分离器,筒体直径为8.7m。8个旋风分离器分为两组,分别与炉膛下部的支腿相连,并且每个分离器配备一台外部热交换器。旋风筒内径为8.7m。筒体内砌有耐高温的防磨隔热衬里。本设计中共有8套相互并列的物料分离和返送系统。分离器出灰口下部为立管,立管下部直接与回料控制阀相连。分离器进口烟道与炉膛连接处设置可吸收热胀差的密封装置。分离器出口烟道水平段及回料管直段均装有膨胀节。分离器入口烟道,烟气入口处的筒体及出气管均为局部高磨损区,选用特殊的耐高温耐磨材料。

2.2.4 返料装置

返料器的设计对循环流化床锅炉容量的变动不是很敏感,主要是如何处理好大容量循环流化床锅炉中返料点的安排问题。由于锅炉容量的增大,循环物料量也增大,如果不改变返料点的数目,将会大幅度地增加每个返料点的返料量,使得炉膛截面循环物料负荷分布不均,可能会导致流化不均匀,超温结焦,以及燃烧不好等一系列问题。本设计中采用8台分离器,这样带来的另外一个优点是,每个分离器立管下采用自平衡式U型回料控制器即可,而无需采用分流式回料阀的复杂结构。

2.2.5 尾部受热面

循环流化床锅炉的省煤器的工作区域的固体颗粒浓度与常规锅炉的相差不大。本设计中的省煤器采用 $\phi 28 \times 5\text{mm}$ 的蛇形钢管,错列逆流布置。省煤器的传热计算可以采用常规的计算方法计算。

空气预热器的设计与常规煤粉炉相同,可以采用现行的计算标准计算。由于一次风压较高,为了防止漏风,需使用管式空气预热器。另外,由于一次风和二次风的风压不同,需将一次风和二次风的空气预热器分隔开,采用单独的进出集箱。本设计中的空气预热器为管式一级两流程卧式结构,管子规格为 $\phi 65 \times 2.8\text{mm}$,在各个流程之间有连通箱连接。空气预热器风道间均装有胀缩接头,用以补偿热态下的相对膨胀。

3 循环流化床锅炉污染物的深度控制

3.1 深度脱硫

深度脱硫是循环流化床锅炉技术今后发展中需要解决的一个重要问题。目前循环流化床锅炉炉内脱硫的优点正在受到挑战。与湿法脱硫相比,循环流化床锅炉炉内脱硫尚有Ca/S摩尔比高、脱硫效率低等不足。举一个例子,为达到90%的脱硫效率,采用循环流化床锅炉炉内添加石灰石的脱硫方法,钙硫摩尔比一般需达2.0以上,而采用烟气湿法脱硫技术,钙硫摩尔比仅需1.1左右。近年来,随着湿法脱硫技术的进步,尾部烟气脱硫的成本已逐步降低,因此,如再考虑炉内添加石灰石脱硫将改变灰渣性质、增加灰渣处理成本、降低灰渣利用价值等因素,那么与煤粉炉加FGD系统相比,循环流化床锅炉系统在脱硫方面的总体优势正在减弱,因此需要在技术层面上予以改进。

所以基于循环流化床燃烧系统的高效低脱硫剂耗量的强化脱硫技术就显得非常有应用价值。目前已有较多的研究机构或公司针对循环流化床燃烧技术开发强化脱硫技术,主要集中在流化床锅炉后增加烟气二级脱硫装置以进一步提高脱硫效率,对脱硫灰/渣增湿活化以提高脱硫剂利用率,或者通过脱硫剂改性、改变石灰石投加方法等达到脱硫剂高效低耗利用的目的。

3.1.1 炉内脱硫与尾部脱硫组合强化脱硫技术

循环流化床的燃烧温度为850~900℃,投入炉内的石灰石快速分解为CaO,与燃料中析出的 SO_2 反应生成 CaSO_4 ,粗颗粒被分离器分离后回送到炉膛继续参加反应,细颗粒经过烟道后被除尘器捕集。

烟道中烟气所含的颗粒和经过除尘器捕集的飞灰中含有未被反应的CaO。循环流化床组合强化脱硫技术就是在炉内加脱硫剂脱硫的同时,增加尾部烟气脱硫装置以利用了炉内脱硫未被利用的CaO,提高脱硫效率的同时提高了脱硫剂的利用率。目前,干法/半干法烟气脱硫技术常在组合强化脱硫技术中被作为尾部烟气脱硫环节。

第5章中介绍的ALSTOM公司NID脱硫工艺和浙江大学组合深度脱硫的专利技术,都是组合强化脱硫技术。在这里就不再介绍了。

又一个集成强化脱硫技术应用的典型例子是美国的JEA电厂。该电厂采用F&W公司制造的循环流化床锅炉,尾部连喷雾干燥反应塔和布袋除尘器。锅炉烟气在反应塔上部侧面进入,与反应塔上部喷射的吸收剂浆液发生脱硫反应,从底部侧面排出进入布袋除尘器,吸收剂在塔内下落过程中不断干燥,在塔底被收集进入再循环。二次脱硫反应中利用除尘器飞灰做吸收剂,也添加一部分的石灰。炉内投加石灰石可达到90%左右的脱硫效率,经反应塔后脱硫效率提高到98%,降低了二氧化硫的排放,同时提高了石灰石脱硫剂的利用率。F&W循环流化床锅炉适用于多种不同品质和含硫量的燃料,在结合尾部反应塔的条件下,即使燃烧含硫量8%的煤焦,也能达到98%的脱硫效率。该电厂2×300MW循环流化床锅炉现运行燃料为8%石油焦与20%煤混合物,运行参数见表9.12-3。

表 9.12-3 JEA 电厂 300MW 循环流化床锅炉实际运行参数及 SO_2 的排放值

项 目	单 位	100%煤	100%石油焦
硫含量范围	%	0.5~4.5	3.0~8.0
SO_2 排放质量浓度	mg/m^3 (标准状况下)	0~54.6	40.9~177.3
NO_x 排放质量浓度	mg/m^3 (标准状况下)	53.9~82.5	27.3

3.1.2 流化床灰/渣活化后高温脱硫的研究

有学者研究认为,流化床灰/渣活化反应后重新送回炉内,在炉内高温条件下也能表现出较高的脱硫反应活性,从而降低了石灰石用量。主要原理是利用 CaO 反应生成的 $\text{Ca}(\text{OH})_2$,在高温脱水反应后可使颗粒内部的 CaO 暴露出来,同时还会形成有利于进一步高温脱硫反应的孔隙结构。具体讨论如下。

Y. Tsuo 等人在 F&W 公司 20MW CFB 锅炉上进行了飞灰和炉渣水合活化效果的现场测试。燃用的燃料为 76% 的石油焦,19% 的煤,5% 的纸团,含硫量 5.4%,燃料飞灰含量在 1.18%~3.44% 之间,锅炉运行温度在 885~891℃ 之间。具体测试数据见表 9.12-4 和表 9.12-5。

表 9.12-4 测试锅炉运行参数

锅炉平均运行温度: 886℃	Ca/S 摩尔比: 1.8
SO_2 排放(标准状态下): 706mg/m ³	SO_2 去除效率: 93%
NO_x 排放(标准状态下): 41mg/m ³	

表 9.12-5 测试锅炉试验数据

项 目	底灰 Ca 利用率 (%)	飞灰 Ca 利用率 (%)	石灰石减少量
基准数据	61	42	
底灰水合循环测试	60	60	18
干底灰循环测试	55	55	12
飞灰水合循环测试	—	—	21
干飞灰循环测试			10

ahlstrom pyroflow 公司的 T. Khan 等人同样研究得到脱硫灰水合可以进一步提高钙基的利用率。原因是一方面灰中 CaO 与水反应生成比摩尔体积大得多的 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 而发生膨胀破裂,使产物层包裹的未反应的 CaO 暴露出来,参与脱硫反应;另一方面是水合飞灰投入锅炉后 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 脱水反应形成多孔隙结构也有利于进一步利用 CaO 。该公司测试了飞灰水合产物的反应活性。实验结果表明水合反应提高了飞灰的脱硫反应活性,并且水合温度和水合反应时间是影响水合反应效果的主要因素。

法国的 cerchar 机构也有相关研究。但是该机构认为飞灰完全水合非常困难,普通的水合工艺容易生成铝硅酸盐和如钙钒石之类的化合物从而使生成 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 减少,一般飞灰水合只有达到 70% 左右。cerchar 采用两步水合的技术,先在环境温度下快速加入冷水(水/灰质量比为 0.16),然后在加压、温度 130~250℃ 的条件下加热反应器,使石灰快速转化为 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 。通过各种分析方法均可得到该技术的 CaO 水合效率在 90% 以上,并且大大减少了铝硅酸盐和钙钒石的生成。这一水合技术虽然非常高效,但是价格昂贵。

S. Julien 等人研究了蒸汽活化飞灰的方法。根据热力学平衡,水蒸气扩散通过 CaSO_4 产物层,与内部的 CaO 反应生成 $\text{Ca}(\text{OH})_2$,破裂使 SO_2 能够渗透进入产物核心。同时 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 脱水反应和 CaO 的重结晶作用增加了孔隙分布有利于进一步硫化反应。但是蒸汽水合反应需要在锅炉现场进行,这成为蒸汽活化的一大限制。

实验研究和实际测试均证明飞灰和炉渣水合可以提高钙的利用率,但是活化方法没有从根本上改变灰渣的粒度分布和结构,活化后在流化床内停留时间增加不多,对钙利用率的提高有一定的限制。另外如果活化时间过长,会影响活化工艺与锅炉系统的连续性。

3.1.3 其他飞灰再利用提高钙利用率的技术

3.1.3.1 飞灰回燃提高钙利用率

由于飞灰中含有一定量的脱硫剂,将收集到的飞灰与煤掺混,送回锅炉,可以提高流化床的脱硫率和降低脱硫剂的加入量。

镇海炼化 II 电站 1 号 CFB 锅炉新增电除尘飞灰回燃循环系统,将锅炉尾部电除尘器—电场收集的飞灰送回 J 阀回料腿,进入锅炉炉膛内的密相区,实现循环燃烧,该技术能使床温保持在最佳脱硫温度下,同时提高了石灰石的利用率。飞灰回燃投用后,对飞灰的分析得硫酸钙/氧化钙有明显增大,这说明氧化钙的利用率明显提高。

由于飞灰颗粒平均直径小于 53μm,对分离器的捕捉能力有很高的要求,另外一个问题是由于飞灰颗粒细,在流化床中停留时间不长,对脱硫效果有影响。如果在加压流化床中采用飞灰回燃,则停留时间加长,脱硫能力加强。

3.1.3.2 飞灰蒸汽活化低温烟气脱硫技术

飞灰水合增湿活化的产物在低温下具有反应活性,可采用蒸汽输送脱硫剂和循环脱硫灰,在输送过程中活化粉煤灰和脱硫灰中的没有与 SO_2 反应的石灰,在降低脱硫剂使用量的前提下,同样达到理想的脱硫效果。

这些飞灰蒸汽活化的研究目的都是为了在低温条件下提高飞灰的反应活性,利用飞灰中未反应的 CaO ,提高脱硫效率和脱硫剂利用率。

3.1.3.3 石灰石改性提高活性

另外一种方法是对石灰石进行改性从而改良脱硫性能。Paolo 用 NaCl 溶液处理粒径 0.5~1.5mm 的石灰石,发现在 850℃ 时,用 2% 含量(最佳含量)的 NaCl 溶液浸泡过的石灰石可比处理前脱硫率提高了近 8%,认为 Na 离子可以使煅烧生成的 CaO 具有更大的比表面积和更多的内外空隙,且 Na 离子具有催化作用加速固硫反应。而其他一些离子,如 CaCl_2 、 MgCl_2 、 LiCl 、 CsCl 等则相反会降低脱硫剂的活性。

若将石灰石改性的方法应用到实际的工艺中,要考虑操作是否便利以及所需的费用是否在可行范围之内,而且目前较多的研究还处于实验室阶段,还没有石灰石改性工业应用方面的报道资料。

3.2 深度脱硝

循环流化床锅炉自身的低温燃烧特性和空气分级供给燃烧方式对抑制氮氧化物生成十分有利,因此其 NO_x 排放量很低,是一般同容量煤粉锅炉的 1/4~1/5,约为采用先进低氮燃烧技术煤粉锅炉的 1/2。目前,CFB 锅炉烟气中的 NO_x 排放质量浓度大多能控制在 300mg/m³ (标准状况下)以下,低于国家规定的排放控制标准。但从长远看,随着国家对 NO_x 排放要求的进一步提高,150×10⁻⁶ 或更低的排放量可能会成为 CFB 锅炉的排放控制水平。因此,未来 CFB 锅炉低污染燃烧的另一方向是深度脱硝。

目前正在研究的深度脱硝技术主要是与煤粉炉的脱硝技术相结合,如强化分级送风技术、SNCR 及 SCR 技术在循环流化床锅炉中的应用,特别是 SNCR 技术与循环流化床锅炉有比较好结合的可能,有可能获得比较好的深度脱硝的效果,但尚有待进一步的研究。

4 以循环流化床为核心的多联产技术

煤的多联产技术是一个非常复杂的系统工程,它不是多种煤炭转化技术的任意简单的叠加,而是以煤炭资源合理利用为前提,建立在相关技术发展水平基础之上,以煤炭资源利用价值的提高、利用过程效率、经济效益以及环境污染等

为综合目标函数的多个子系统的优化集成,从而实现煤炭资源的分级利用、高利用效率、高经济效益以及极低污染物排放。基于这一原则,目前与循环流化床技术有关的多联产的主要技术方向可以分为如下几类:

- (1) 以循环流化床燃烧技术为核心的多联产技术。
- (2) 以煤热解气化为基础的热电气多联产技术。
- (3) 以煤部分气化为基础的热电气多联产技术。

4.1 以循环流化床燃烧技术为核心的多联产技术

目前国内在这方面做得比较好,已开发出针对于燃烧石油焦、污泥、生物质、垃圾废弃物等各种类型的 CFB 锅炉,并取得了成功经验。

循环流化床锅炉运行中由于采用了炉内添加石灰石脱硫技术,不但增加了它的灰渣数量,而且也使它的灰渣与普通煤粉炉产生的灰渣在形态、粒度、化学性质等有很多不同之处,所以在多联产中对于循环流化床锅炉在灰渣的利用方面也与之不同。

以燃烧发电为基础的多联产工艺煤用循环流化床锅炉燃烧产汽供热、制冷和发电,产生的煤灰具有良好的活性,可以生产优质建材,包括水泥、砖瓦等,含钒、铀等品位高的煤可提取金属钒、铀。如果是高硫煤在烟气中还可以进行硫资源回收利用。目前,浙江大学在这方面已做了许多前瞻性的探索工作。图 9.12-1 描述了一台以高灰煤为原料(燃料)的 CFB 锅炉实现热、电、水泥三联产的装置流程。

上述多联产工艺,综合了煤燃烧过程,工艺独特。其主要特点有:

- (1) 该系统可以充分利用煤炭资源,实现煤炭综合利用,一炉多产。
- (2) 该工艺可实现灰渣综合利用,可以生产优质建材,包括水泥、砖瓦,含钒、铀等品位高的煤可以提取金属钒、铀。
- (3) 利用循环流化床高效脱硫、脱硝特点可实现较低的污染物排放。如果是高硫煤在烟气中还可以进行硫资源回收利用。

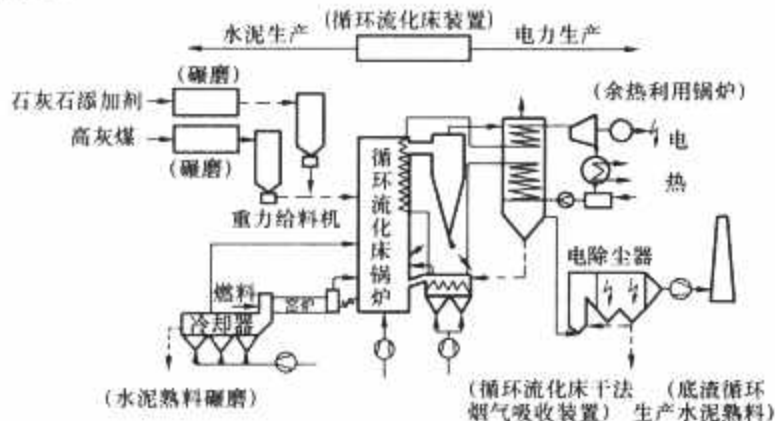


图 9.12-1 CFB 锅炉实现热、电、水泥三联产的装置流程

4.2 以煤热解气化为基础的热电气多联产技术

以煤热解为基础的多联产技术是将煤先进入热解气化炉经热解析出挥发分,所产生热解气可以作为工业用气、民用煤气,另外,热解煤气和焦油也可以通过进一步的工艺从中获得苯、萘、蒽、菲以及目前尚无法人工合成的多种稠环芳香烃类化合物及杂环化合物。热解所产生的半焦直接被送到燃烧炉中作为燃料燃烧产生蒸汽,用于发电或供热,该技术系统可参见图 9.12-2。

以流化床热解为基础的循环流化床热电气多联产技术的基本工作原理可参见图 9.12-3。



图 9.12-2 以煤热解气化为基础的多联产技术

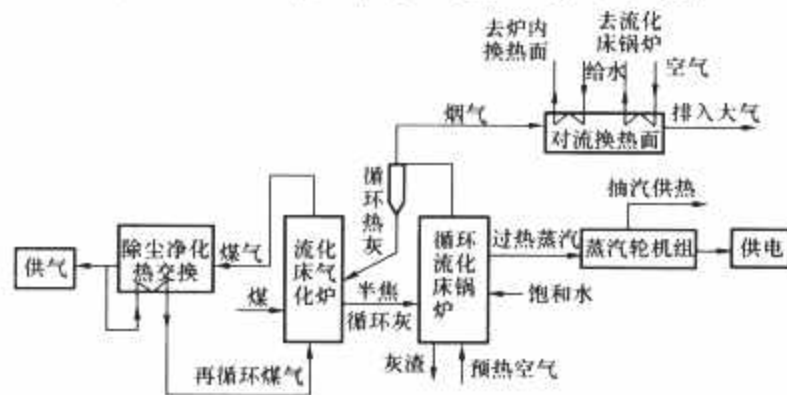


图 9.12-3 以流化床热解为基础的循环流化床热电气多联产技术原理图

目前发展较快的技术是热载体热解技术与循环流化床燃烧技术相结合的多联产系统,即把热载体与煤在热解气化炉中混合进行热解,获得热解气,所产生半焦则直接送到循环流化床燃烧炉中燃烧产生蒸汽用于发电或供热。从循环流化床燃烧炉中排出的灰渣则可以综合利用,如作为建材原料、提取贵重金属等。以流化床热解为基础的循环流化床热电气多联产技术主要工艺特点是利用循环流化床锅炉的循环热灰或半焦作为煤干馏、部分气化热源,煤在流化床气化炉中热解、部分气化产生中热值煤气,经净化除尘后输出,气化炉中半焦及放热后的循环灰一起送入循环流化床锅炉,半焦燃烧放出热量产生过热蒸汽用于发电、供热。

该“多联产”技术有如下特点。

4.2.1 热效率高

在“多联产”系统中,煤在常压气化炉中快速热解和部分气化的热源是来自循环流化床的循环物料,而气化炉所产生的热半焦又直接用作循环床锅炉的燃料,从而大大提高了燃料的利用率,使整个“多联产”系统的总热效率达到 85% 以上,比一般的燃煤工业锅炉和气化炉的效率要高得多。

4.2.2 污染物排放低

由于该联产技术的燃烧炉膛和气化炉采用流化床技术,因而它本身就具有流化床技术在燃烧和气化过程中能够控制 SO_x 和 NO_x 排放的能力。除此以外,燃烧和气化过程的联系还使得该系统比一般单独的流化床锅炉具有更好的低污染物排放的特点。

4.2.3 煤种适应性广

“多联产”系统的燃烧和气化装置均为流化床,而流化床燃烧的特点是具有较好的煤种适应性。流化床气化所需热量来自大循环倍率(循环倍率大于 12)的热物料,并以过热蒸汽和再循环煤气为流化介质,因此适用于挥发分大于 20% 的黏结性和非黏结性烟煤和褐煤。

4.2.4 符合城市煤气的质量要求

由于“多联产”的煤气化过程是以煤的热解为主,兼有

部分气化,因而煤气中的 CO 含量和煤气的热值均能满足建设部关于城市煤气的质量要求。

以流化床作为多联产工艺的热解反应器,床内物料混合较好,温度均匀,能够提供良好的反应条件。流化床气化炉气化强度较大,便于实现规模化生产。

目前,国内主要有浙江大学、清华大学等单位对该技术进行了研究。浙江大学提出的热电气多联产工艺流程如下:煤首先送入气化炉内热解,产生的煤气经除尘净化后,一部分输出民用,另一部分送入流化床气化炉作为流化介质;气化炉中半焦及传热后的循环灰通过返料装置进入循环流化床锅炉,半焦燃烧产生蒸汽用于发电、供热;气化炉内

煤热解反应所需热量由流化床锅炉循环热灰提供。理论上讲高温再循环煤气是理想的流化介质,它不需进行额外加热就可达到很高温度,送入流化床中提高了热利用率,但这一过程需用到高温煤气压缩机,这样就使其在技术上很难实现。因此该方案中流化介质采用的是低温净化后的再循环煤气或过热蒸汽。

4.3 以煤部分气化为基础的热电气多联产技术

煤部分气化燃烧技术的核心思想是针对煤中不同组分实现分级利用;将煤部分气化后所得的煤气用作燃料或者化学工业原料,剩下的半焦通过燃烧加以利用,如图 9.12-4 所示。

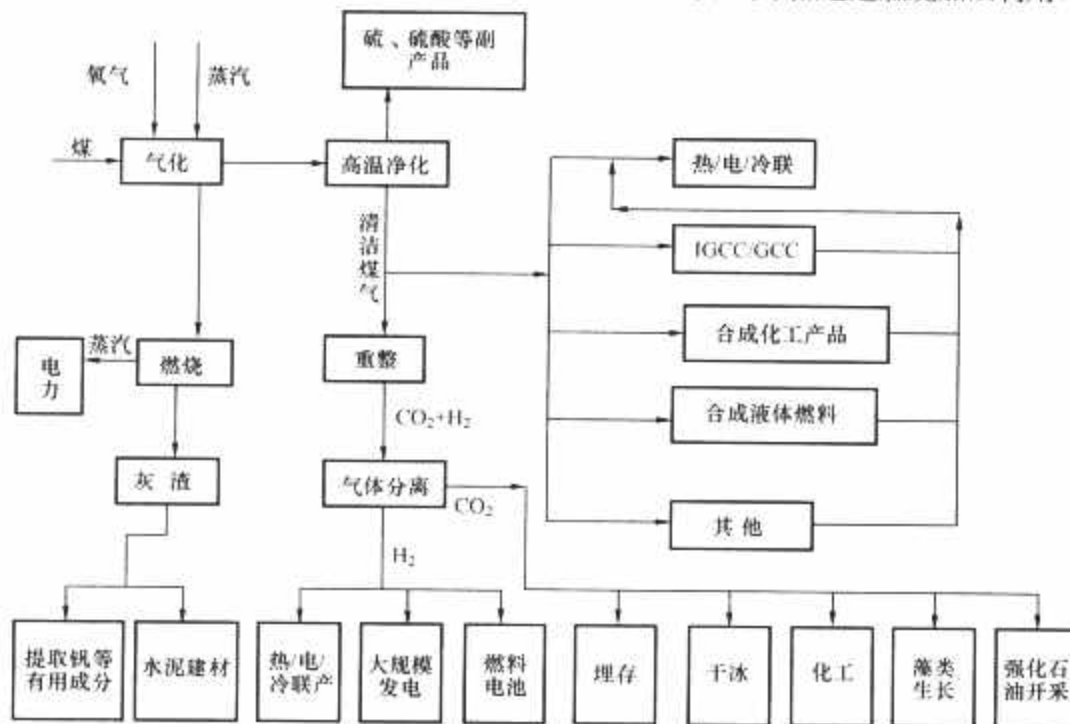


图 9.12-4 以煤部分气化为核心的多联产系统

以煤部分气化为基础的热电气多联产技术一般主要由煤部分气化单元、半焦燃烧单元及煤气转换及利用单元。部分气化单元由于不追求煤炭的很高转化率,所以目前所发展的技术常采用气化参数较低的流化床气化技术,这样,煤可以在要求相对低的气化炉中实现部分气化。没有被气化的半焦则被直接送入循环流化床燃烧炉燃烧利用,产生蒸汽用于发电、供热。

部分气化产生的煤气视成分可用于不同用途,如空气气化产生的煤气由于热值低而且氮气含量高一般用于燃气蒸汽联合循环发电,而氧气气化所产生的合成气一般来说可以直接作为燃料供应,如民用煤气、生产工艺燃料用气以及燃气联合循环发电等,也可以经过转化生产各种产品。

另外,在热电气多联产系统中,还可以通过引入适当的生产工艺获得其他多种副产品。如在合成气净化过程中生产纯净硫或硫酸、CO₂ 及其相关产品、从煤灰渣中提取钒等贵重原料、灰渣作为建材生产的原料等。

以部分气化为基础的热电气多联产技术除了具备传统的煤气化技术的优点之外,还具有如下优点:

(1) 不追求气化过程的高转化率,实现煤炭的分级转化利用,对煤气化技术与设备要求较低,从而降低系统的投资和运行成本。

(2) 由于部分气化技术可以采用较低的气化温度,可以与目前相对成熟的煤气中低温净化技术直接集成。

(3) 煤炭中的硫氮主要在气化炉中被转化成相对容易脱除的 H₂S、NH₃ 等,在气化炉内或煤气净化过程中脱除,半焦中残余的硫、氮、磷、氯、碱金属等污染物相对于原煤大大降低,燃烧起来相对清洁,系统污染物控制成本降低。

我国对部分气化为基础的集成利用技术研究起步较晚。目前在国家重点基础研究发展规划项目“煤热解、气化和高温净化过程的基础性研究”的资助下开展,主要研究单位有浙江大学、中科院山西煤化所和东南大学。他们分别负责常压气化燃烧、加压气化常压燃烧和加压气化常压燃烧集成利用技术的研究开发。

浙江大学热能工程研究所设计并建造了 1MW 级的煤热解气化燃烧分级转化试验装置,目前正在进行部分气化燃烧试验运行。中科院山西煤化所正在课题“加压煤气化与燃烧集成系统的构成和验证”的资助下,目前已完成完整的加压煤气化与燃烧集成验证系统的建造和部分加压气化试验。东南大学热能工程研究所从 20 世纪 80 年代开始就对增压流化床燃烧技术进行开发研究,通过 1MW 级的 PFBC 试验装置、贾旺电厂 15MW 级的 PFBC 中试电站的设计运行,取得了不少成果。

以煤的部分气化为基础的洁净煤技术,经过多年的发展,目前在国外主要表现为气化燃烧集成利用技术与联合循环技术相结合的先进燃煤发电技术和多联产技术。与其他先进技术相比(IGCC 等),这类技术具有系统简单、投资小、煤种适用性广的优点,受到了各国政府和学者的重视,在近几年得到了迅速发展。以部分气化为基础的先进燃煤发电技术主要代表有美国 Foster Wheeler 公司开发的第二代增压循环流化床联合循环(2G-PFBC 或称 APFBC)和英国 Babcock 公司开发的空气气化循环(ABGC)。此外,还有 Foster Wheeler 公司的燃煤高性能发电系统(HIPPS),日本自行开发的第二代增压流化床联合循环(APFBC)和增压内部循环流化床联合循环(PICFG)等。表 9.12-6 示出了来

自美国能源部的先进发电系统研究目标，表 9.12-7 则示出了国外几种主要发电系统的简单对比。

表 9.12-6 先进发电系统研究目标

项 目	2000 年	2005 年	2010 年	2015 年
效率 (HHV) (%)	42	47	55	60
排放 (NSPS)	1/3	1/4	1/10	1/10
CO ₂ 减少 (%)	24	32	42	47
能源投资	—→降低 10%~20%←—			

表 9.12-7 国外几种主要燃煤发电系统的简单对比

项 目	IGCC	2G-PFBC	ABGC	HIPPS
气化方式	喷流床，全部气化	增压流化床，部分气化	增压流化床，部分气化	增压流化床，部分气化
气化剂	氧气	空气	空气	空气
气化炉结构	复杂	简单	简单	简单
半焦燃烧方式	无	增压流化床锅炉	常压流化床锅炉	煤粉燃烧室/半焦需制粉
煤的预处理	制粉/制浆复杂	破碎，较简单	破碎，较简单	破碎，较简单
煤气净化	复杂：除尘，脱硫净化	较简单：除尘，净化	较简单：除尘，净化	较简单：除尘，净化
烟气净化	无	较复杂：高温净化	简单：除尘	较复杂：脱硫，除尘
空气加热器	无	增压流化床烟气	无	中/高温加热器
燃气轮机/汽轮机功率比	较低	较高	低	较高
系统组成	复杂	较简单	简单	较简单

续表

项 目	IGCC	2G-PFBC	ABGC	HIPPS
循环热效率	较高	高	较高	高
厂用电率	高	较高	低	较低
循环净效率	较高	高	较高	高

2G-PFBC 是在第一代增压循环流化床联合循环 (1G-PFBC) 基础上发展起来的，目的是提高燃气轮机的进口温度以提高其效率和燃气轮机/汽轮机功率比。内容可详见本卷 13 篇第 4 章。

ABGC 是英国三井 (Babcock) 公司正在开发的一种联合循环系统，也是将煤部分气化，煤气作为燃气轮机的燃料。气化后的半焦送入常压循环流化床锅炉燃尽，产生的蒸汽驱动汽轮机发电。ABGC 系统较简单，其半焦热量只用于产生蒸汽，燃气轮机/汽轮机功率比较低，系统效率低于 2G-PFBC 和 HIPPS。这一方案的准备工作已近完成，正在寻找建设示范机组的合作伙伴。

近几年来，日本在 PFBC 电站技术以及更先进的部分气化联合循环发电技术的开发方面体现了积极发展的势头。通过引进国外技术和自行开发相结合，已积累了不少经验，同时，在整体陶瓷管高温过滤除尘技术、再热蒸汽循环 PFBC 锅炉、电站效率以及环保指标等方面也取得了显著进展。在开发以部分气化为基础的先进燃煤发电技术方面进展较快，开发了先进增压循环流化床联合循环系统 (APFBC) 的试验装置。另外，还开发了增压内部循环的流化床气化技术 (PICFG)。

参考文献

- [1] 岑可法,倪明江,骆仲泐,等.循环流化床锅炉的理论、设计与运行.北京:中国电力出版社,1997.
- [2] 刘德昌.流化床燃烧技术的工业应用.北京:中国电力出版社,1999.
- [3] 俊凯,岳光溪,吕俊复.循环流化床燃烧锅炉.北京:中国电力出版社,2003.
- [4] 吕俊复,张建胜,岳光溪.循环流化床锅炉运行与检修.北京:中国水利水电出版社,2003.
- [5] 路春美,程世庆,王永征.循环流化床锅炉设备与运行.北京:中国电力出版社,2003.
- [6] 林宗虎,魏敦崧,安恩科,等.循环流化床锅炉.北京:化学工业出版社,2004.
- [7] 刘德昌,陈汉平等.循环流化床锅炉运行及事故处理.北京:中国电力出版社,2005.
- [8] 卢啸风.大型循环流化床锅炉设备与运行.北京:中国电力出版社,2006.
- [9] 王勤辉,沈洵,骆仲泐,等.新型近零排放煤气化燃烧利用系统.动力工程,2003,23(5):2711-2715,2675.
- [10] 刘彦鹏,王勤辉,骆仲泐,等.不同煤种下循环流化床灰渣特性的试验研究.锅炉技术,2004,35(3):18-22.
- [11] 王勤辉,骆仲泐,李绚天,等.循环流化床锅炉炉内流动和燃烧特性的试验研究.动力工程,1999,19(3):11-17.
- [12] 程乐鸣.大型循环流化床锅炉的传热研究.动力工程,2000,20(2):587-591.
- [13] 程乐鸣.循环流化床锅炉传热计算导则.北京:中国标准出版社,2003.
- [14] 叶伟洁,程乐鸣.层状燃烧及流化床燃烧工业锅炉热力计算方法.北京:中国标准出版社,2003.
- [15] 施正伦,骆仲泐,周劲松,等.石煤流化床燃烧重金属排放特性试验研究.煤炭学报,2001,26(2):209-212.
- [16] 阎澈,姜秀民,李津田,等.油页岩循环流化床锅炉示范热电厂.煤炭加工与综合利用,2000,6:44-47.
- [17] 刘德昌,袁贵成,张春林,等.石油焦循环流化床锅炉设计注意的问题.锅炉技术,2002,33(6):20-22.
- [18] 骆仲泐,王勤辉,方梦祥,等.煤的热电气多联产技术及工程实例.北京:化学工业出版社,2004.
- [19] 苏亚欣,骆仲泐,岑可法.方形冷却型分离器内壁面和两相流间的传热理论模型.中国电机工程学报,2001,21(12):100-104.
- [20] 王勤辉,骆仲泐,李绚天,等.循环流化床锅炉氮氧化物的生成与分解模型.燃料化学学报,1998,26(2):108-113.
- [21] 杨海瑞,吕俊复,张海,等.超临界循环流化床锅炉的最新进展.锅炉技术,2005,36(5):1-6.
- [22] 刘静,王勤辉,骆仲泐,等.600MWe超临界循环流化床锅炉的设计研究.动力工程,2003,23(1):2179-2184.
- [23] 吕俊复,张守玉,刘青,等.循环流化床锅炉的飞灰含碳量问题.动力工程,2004,24(2):170-174.
- [24] 肖平,蒋敏华.循环流化床锅炉的发展前景.热力发电,2004,(1):2-5.
- [25] Grace JR, Avidan AA, Knowlton TM. Circulating Fluidized Beds. Blackie Academic & Professional. London, 1997.
- [26] Winter Franz, Xin Liu. Ash Formation during CFB coal combustion-a laboratory study; Canadian Society for Chemical Engineering. Ottawa, 2002.
- [27] Wirsum M, Xu Y. Particulate Properties of coal ash in fluidized bed combustion systems. World Publishing Corporation. Beijing, 2005.
- [28] Golriz M R, Grace J R. Prediction heat transfer in large-scale CFB boilers. Canadian Society for Chemical Engineering. Ottawa, 2002.
- [29] Hai Zhang, Junfu Lu, Haiyui Yang, et al. Heat transfer measurements inside the furnace of a 135Mwe CFB boiler. World Publishing Corporation. Beijing, 2005.
- [30] Gupta, AVSSKS, Nag. PK Prediction of heat transfer in the cyclone separator of a CFB. Energy Res., 2000, 24:1065-1079.
- [31] Ireneusz Lalak, Joachim Seeber, Frank Kluger, et al. Operational experience with high efficiency cyclones; comparison between boiler A and B in the Zeran power plant-Warsaw, Poland; Proceeding of the 17th International Fluidized Bed Combustion Conference. Florida, 2003.
- [32] Kather A, Lühring D, Hammer K. Verbesserung des Betriebsverhaltens und der Wirtschaftlichkeit der PFBC-Anlage der Stadtwerke Cottbus; Workshop on Operating Experience with Fluidised Bed Firing Systems. Berlin, 2004.
- [33] Hartge EU, Evard M. Gas distribution via nozzles-design and operational experience. Workshop on Operating Experience with Fluidised Bed Firing Systems. Berlin, 2004.
- [34] Luo Zhongyang, Cen Kef. Research and development on circulating fluidized bed combustion technology in China. Hangzhou, 2005.
- [35] Junichi Koike, Shinobu Nakamura, Hajime Watanabe, et al. Manufacturing and construction, operation of KARITA PFBC 360MW unit. Florida, 2003.
- [36] Dutta, A, Basu P. An experimental investigation into the heat transfer on wing walls in a circulating fluidized bed boiler. Heat and Mass Transfer, 2002, 45:4479-4491.
- [37] Gupta, AVSSKS, Nag P. K. Prediction of heat transfer in the cyclone separator of a CFB. Energy Res., 2000, 24:1065-1079.
- [38] Wang, Y, Lu JF, Yang HR, et al. Measurement of heat transfer in a 465t/h circulating fluidized bed boiler. Canada, 2005.
- [39] Zhang HT, Cen KF, Yan JH, et al. The fragmentation of coal particles during the coal combustion in a fluidized bed. Fuel, 2002, 81:1835-1840.
- [40] Werther J. Fluid dynamics, Temperature and concen-

- tration fields in large-scale CFB combustors, World Publishing Corporation, Beijing, 2005.
- [41] Anthony EJ, Granatstein DL, Sulfation phenomena in fluidized bed combustion systems, *Progress in Energy and Combustion*, 2001, 27: 215-236.
- [42] Wang Jinsheng, Anthony EJ, A discussion of the temperature maximum for sulfur capture efficiency in fluidized bed combustion systems; Proceeding of the 17th International Fluidized Bed Combustion Conference, Florida, 2003.
- [43] Nowak W, Clean Coal fluidized-bed technology in Poland, *Applied Energy*, 2003, 74: 405-441.
- [44] Lee JM, Kim JS, Kim SM, et al, Combustion and fragmentation characteristics of Korean anthracite, Sixteenth International Conference on Fluidized Bed Combustion, Nevada, 2001.
- [45] Tian ZP, Chen J, Zhao G, et al, Status and Development of CFB Boilers in China Proceeding of the 7th International Conference on Circulating Fluidized Beds, Canada, 2002.

第10篇 大型空冷式汽轮机组

主编单位：上海发电设备成套设计研究院

华北电力集团公司

哈尔滨空调股份有限公司

北京北重汽轮电机有限责任公司

国电电力大同第二发电厂

山西省电力公司

主 编：史进渊 陈思铸 胡振岭 田东强 葛溪亭 张洪钟

编写人员：史进渊（上海发电设备成套设计研究院）

陈思铸（华北电力集团公司）

田东强（北京北重汽轮电机有限责任公司）

苏富文（北京北重汽轮电机有限责任公司）

于尔亮（北京北重汽轮电机有限责任公司）

陈其民（北京北重汽轮电机有限责任公司）

陈兆荣（北京北重汽轮电机有限责任公司）

李荫荣（北京北重汽轮电机有限责任公司）

刘万里（哈尔滨空调股份有限公司）

张家相（哈尔滨空调股份有限公司）

李会利（哈尔滨空调股份有限公司）

陈 猛（哈尔滨空调股份有限公司）

葛溪亭（国电电力大同第二发电厂）

马新平（国电电力大同第二发电厂）

田亚钊（国电电力大同发电有限责任公司）

张洪钟（山西省电力公司）

李宏寿（大唐太原第二热电厂）

第1章 概 述

汽轮机的排汽采用水冷却的火电机组称为湿式冷却机组，汽轮机的排汽直接或间接采用空气冷却的火电机组称为空冷式汽轮机组。

我国是一个缺水的国家，人均淡水资源占有量只有世界的1/4，而且地区分布差别很大，而燃煤发电厂又是耗水大户，一个百万千瓦电厂每年需消耗水量约2000万t，因此一些电厂建设不得不远离煤矿，布局不尽合理。大型空冷机组运行耗水率约为湿冷机组的15%~25%，煤耗率比湿冷机组高10~20g/kWh，主要适用于富煤缺水地区，空（干）冷机组的成功开发对实现西部大开发和西电东送具有十分重要的意义。

1 空冷式汽轮机组的发展与应用

1.1 空冷式汽轮机组的发展历程

空冷式汽轮机组的发展历程可分为四个阶段：成长阶段、发展阶段、成熟阶段和完善阶段。

成长阶段以小容量直接空冷和混合间接空冷机组并存为特征，1939年德国鲁尔煤矿的1.5MW汽轮机首先采用了直接空气冷却方式的空冷凝汽器，称为“GEA”系统，成为世界上第一个采用直接空冷的电站。20世纪50年代卢森堡再德登格钢厂自备电厂的13MW机组和意大利罗马电厂的36MW机组也分别投运了直接空冷系统。进入20世纪60年代，英国拉格莱（Rugeley）电厂于1962年在一台120MW机组上应用了间接空冷系统，采用了喷射式凝汽器及自然通风型空冷塔，即海勒系统。1968年西班牙的乌特里拉斯（Utrillas）坑口电站在160MW机组上投运了尖屋顶式布置的机械通风型直接空冷系统。

200~300MW机组的投运标志着空冷机组进入发展阶段。1971年苏联（现亚美尼亚）拉兹丹（Razdan）电站的210MW机组、匈牙利加加林（Gyongyos）的210MW机组和南非格鲁特夫莱（Grootvlei）的200MW机组上，都应用了间冷混合式空冷系统。1977年美国沃伊达克（Wyodak）矿区电站的330MW机组应用了机械通风型直接空冷系统。

自20世纪80年代起，空冷技术得到进一步发展，表现为直接空冷和表面式间接空冷并存，德国施梅豪森（Schmechausen）核电站的300MW机组采用了表面式凝汽器自然通风空冷塔的间接空冷系统，于1985年成功投运。南非马廷巴（Matimba）电站的665MW机组（直接空冷系统）和肯达尔（Kendal）电站的686MW机组（带表面式凝汽器的间接空冷系统）的成功投运，标志着空冷技术进入成熟阶段。

进入21世纪后，随着科学技术的不断发展和人们对空冷汽轮机技术研究的不断深入，空冷机组汽轮机设计和运行技术不断完善，高参数、大容量汽轮机得到进一步发展和应用。大型直接空冷机组因其投资少、占地少、防冻和夏季运行方式灵活可靠、煤耗低，获得快速发展并占据领先地位。

1.2 空冷式汽轮机组的应用

空冷式汽轮机组适用于煤资源丰富、水资源贫乏的地

区，因此得到了高度重视。随着人们对空冷技术研究的不断深入，空冷技术获得了较快的发展，据不完全统计，世界上已建造及正在建造的空冷式汽轮机组总容量已超过5000MW，其中单机容量100MW以上的空冷机组如表10.1-1所示。

表 10.1-1 100MW 以上的空冷式汽轮机组

国家	电厂名称	机组数量×单机容量 (MW)	空气冷却方式	投运时间 (年份)	备 注
南非	Grootvlei	1×200	间冷、混合式	1971	
	Grootvlei	1×200	间冷、表面式	1977	
	Kendal	6×686	间冷、表面式	1988~1993	KWU 提供汽轮机
	Matimba	6×665	直冷式	1987~1991	MAN 提供汽轮机
	Majuba	3×657	直冷式	1992~1995	
伊朗	Isfahan	4×210	间冷、混合式	1984~1986	
	Touss	4×150	直冷式	1986~1987	
	Shahr	1×260	直冷式	1989	
	Gilan	3×150	直冷式	1985~1988	联合循环
	Quazvin	8×250	间冷	1992~	
	Shahid, Raisi	4×250	间冷、混合式	1992~1994	
	Arak	4×325	间冷、混合式	2000~	东方汽轮机厂提供汽轮机
	Sahand	2×325	间冷、混合式	2002~	上海汽轮机有限公司提供汽轮机
美国	Wyodak	1×330	直冷式	1978	GE 提供汽轮机
	Sayreville	1×120	直冷式	1990	联合循环
	Bellingham	1×120	直冷式	1990	联合循环
	Fru-Cen	1×100	直冷式	1990	
	Linden	1×100	直冷式	1991	联合循环
英国	Rugeley A	1×120	间冷、混合式	1962	
	Corby	1×120	直冷式	1993	联合循环
	Reterborough	1×120	直冷式	1993	联合循环
	Rye House	1×200	直冷式	1993	联合循环
亚美尼亚 (苏联)	Gazdan	1×200	间冷、混合式	1971	
	Razdan	4×210	间冷、混合式	1971~1974	
	Razdan	2×300	间冷、混合式	1994~1996	
德国	Ibbenburen	1×150	间冷、混合式	1967	
	Schmechausen	1×300	间冷、表面式	1985	核电站
巴西	Candiota	2×160	间冷、表面式	1987~1988	ALSTOM 提供汽轮机
	Presidente Medici	2×160	间冷、表面式	1983	

续表

国家	电厂名称	机组数量×单机容量(MW)	空气冷却方式	投运时间(年份)	备 注
土耳其	Trskya	4×100	间冷、混合式	1986~1988	
	Hamit Abat	1×200	间冷、混合式	1987	
巴林	Alba, I	1×100	直冷式	1989	
	Alba, II	1×100	直冷式	1991	
匈牙利	Gyongyos	2×100	间冷、混合式	1969~1970	
	Gyongyos	2×210	间冷、混合式	1971~1972	
西班牙	Utrillas	1×160	直冷式	1968	
荷兰	Gagarin	2×100	间冷、混合式	1969~1970	
意大利	Trino	2×150	间冷、混合式	1995~1997	
马来西亚	Connaught	1×100	直冷式	1992	
印度	Uran	2×120	直冷式	1994	
叙利亚	Teshrin	2×210	间冷、混合式	1993	
中国	山西大同 2	2×200	间冷、混合式	1987~1988	东方汽轮机厂提供汽轮机
	内蒙古丰镇	4×200	间冷、混合式	1992~1994	哈尔滨汽轮机厂有限责任公司提供汽轮机
	山西太原 2	2×200	间冷、表面式	1993~1994	东方汽轮机厂提供汽轮机
	山西漳山	2×300	直冷式	2004	哈尔滨汽轮机厂有限责任公司提供汽轮机
	山西榆社	2×300	直冷式	2004	上海汽轮机有限公司提供汽轮机
	古交	2×300	直冷式	2005	东方汽轮机厂提供汽轮机
	内蒙古乌拉山	2×300	直冷式	2006	
	山西霍州二厂	2×300	直冷式	在建	上海汽轮机有限公司提供汽轮机
	永济技改	2×300	直冷式	在建	哈尔滨汽轮机厂有限责任公司提供汽轮机
	河津三期	2×300	直冷式	在建	哈尔滨汽轮机厂有限责任公司提供汽轮机
	太原一热七期	2×300	直冷式	在建	上海汽轮机有限公司提供汽轮机
	太原二热二期	2×600	直冷式	在建	哈尔滨汽轮机厂有限责任公司提供汽轮机
	正蓝旗	2×600	直冷式	在建	东方汽轮机厂提供汽轮机

续表

国家	电厂名称	机组数量×单机容量(MW)	空气冷却方式	投运时间(年份)	备 注
中国	神木	2×600	直冷式	在建	上海汽轮机有限公司提供汽轮机
	托克托三期	2×600	直冷式	在建	东方汽轮机厂提供汽轮机
	运城电厂	2×600	直冷式	在建	东方汽轮机厂提供汽轮机
	武乡电厂	2×600	直冷式	在建	哈尔滨汽轮机厂有限责任公司提供汽轮机
	娘子关二厂	2×600	直冷式	在建	东方汽轮机厂提供汽轮机
	柳林电厂	2×600	直冷式	在建	上海汽轮机有限公司提供汽轮机
	国电龙山	2×600	直冷式	2007	北重—阿尔斯通提供汽轮机
	大唐甘谷	2×310	直冷式	2007	北京北重汽轮机有限责任公司提供汽轮机

2 我国空冷式汽轮机组的现状

我国空冷技术的研究和应用起步较晚，20 世纪 80 年代末，从国外引进了 200MW 混合式凝汽器间接空冷机组，并在山西大同电厂安装投运，之后通过引进技术的消化吸收，制造了 4 台同类型空冷机组。20 纪 90 年代初，在内蒙古丰镇电厂投资建设了 2×200MW 国产混合式凝汽器间接空冷机组。进入 21 世纪以来，在国家“十五”期间发展大型空冷电站并逐步实现规模化的政策指引下，我国大型空冷机组和空冷系统的设计制造技术获得了快速发展。随着空冷机组的设计制造水平的不断提高，我国自主成功开发了亚临界参数为 300MW 和 600MW 的大型直接空冷机组。至 2005 年底，我国已经成功运行的机组有 10 多台，300MW 机组（双缸双排）7 台，600MW 机组（三缸四排和四缸四排）4 台。目前正在设计开发双缸双排汽的 600MW 超临界机组。

随着对空冷技术研究的不断深入，空冷技术获得了较快的发展，主要体现在：

（1）单机功率不断增大，向大容量、高参数方向发展。

（2）经济性不断提高。全三维气动计算手段的广泛应用，汽轮机通流设计的效率进一步提高，新材料和新工艺的不断运用，有力地保证了汽轮机的设计性能和制造质量；随着电厂自动化水平和运行维护水平的不断提高，通过对电厂系统的优化和完善，机组运行的经济性进一步提高。

（3）末级叶片的设计手段更加完善，安全可靠性能进一步提高。

（4）大型空冷机组的轴系稳定性不断提高。

（5）电厂运行维护水平不断提高。随着我国空冷电厂运行的不断实践，有效地解决了空冷器的低温防冻和背压保护

及控制问题,确保了空冷机组的安全满发。

空冷技术的发展是与汽轮机的设计、制造、安装调试和运行密不可分的,尽管我国的空冷技术已取得了较快的发展,但仍有不少技术难题需要在实践的基础上不断完善,从而不断提高机组的经济性能,提高能源利用率。

3 我国空冷式汽轮机组的发展前景

(1) 广阔的发展前景。当前,我国电力供应仍以煤电为主,而煤炭资源多集中在西北、华北等内陆地区,陕西、山西和内蒙古3省区占煤炭探明储量的65%以上,这些地区大多为缺水干旱地区,在这些富煤、缺水地区因地制宜建设空冷发电站,可有效地缓解煤炭的运输紧张问题,降低发电成本,意义十分重大,因此在这些地区空冷汽轮机有着广阔的发展前景。

(2) 不断完善和发展创新。近年来尽管我国空冷技术取得了飞跃式的发展,但在很多方面仍需进行大量的、深入细致的工作,需要在实践的基础上,对空冷技术进行不断地完善和创新,不断地提高空冷技术的设计、制造和运行维护水平,使我国生产制造的空冷机组达到国际先进水平。

1) 加强机、炉、电综合匹配的研究,进一步提高设备配套能力。我国目前的空冷汽轮机设计大多继承了同容量湿冷汽轮机的高中压模块,重新设计了低压模块,由于汽轮机

背压变化幅度大,在度夏期间往往出现机组不能满发、锅炉余量不足等问题,应针对空冷机组的特殊要求,考虑机、炉匹配问题,制定相关标准,保证电厂的整体经济性。

2) 加强新技术的研究和应用,提高汽轮机的经济性能。利用现代全三维气动计算手段,进一步优化汽轮机的通流设计,提高汽轮机的经济性,同时采用现代制造技术,有效地保证机组的制造质量,才能保证机组的设计性能。

3) 进一步优化电厂回热系统和辅机配套设备。应充分考虑空冷机组的特殊性,优化回热系统,提高系统回热效率;同时优化凝汽换热设备,提高换热效率。积累大型空冷设备的运行维护经验,进一步提高机组的运行维护水平。

4) 加强末级叶片的试验研究,有效地解决机组经济和安全可靠的优化问题。末级叶片较长,在低背压时机组会获得较好的经济性,在高背压时会出现强度振动而导致安全问题。目前我国现有机组的末级叶片设计中更多地考虑了机组的安全可靠问题,随着设计分析手段的不断完善,应更好地考虑经济性和安全可靠性的匹配问题。

5) 背压的优选和末级叶片设计,不同地区的环境条件存在较大差异,因此在进行电站设计时,应根据不同地区的特殊条件对汽轮机的排汽末端进行优化设计,从而保证机组的性能最优和造价最低。

第 2 章 空冷式汽轮机组冷却系统的技术特点

1 空冷式汽轮机组冷却系统的分类

1.1 空冷式汽轮机组的冷却系统

空冷式汽轮机组的冷却系统有以下两种：

(1) 机械通风直接空气冷却系统，即将汽轮机的排汽送到机房外平台上的空气冷却器，通风冷凝后，用凝结水泵进入热力系统。

(2) 间接空气冷却系统。它又分为以下两种：

1) 带混合式凝汽器的间接空冷系统。将汽轮机的排汽用冷却水喷射，混合换热凝结成水，分成两路，一路用凝结水泵送进热力系统，作锅炉用水；另一路至风冷塔散热，冷却后再回凝汽器喷射冷却汽轮机的排汽，称为混合式凝汽器的间接空冷系统。

2) 带表面式冷凝器的间接空冷系统。汽轮机的排汽由表面式凝汽器冷却，只要将流经凝汽器加热后的循环水送到空气冷却塔冷却，再回到凝汽器的系统，称为表面式凝汽器的间接空冷系统。

空冷机组和湿冷机组的主要区别是它们的背压，前者取决于大气的干球温度，即排汽通过空冷凝汽器管束管壁向大气散热，由于干球温度较高，所以使汽轮机的背压较高，压力变化大；后者取决于大气的湿球温度，循环水在冷却塔内与空气直接接触，既传热，也传质，背压较低，压力变化比较缓和。在不同大气温度下各种冷却系统对汽轮机特性的影响见图 10.2-1，它给出了汽轮发电机净发电功率（只扣除冷却系统的电功率）和大气温度（背压）的关系曲线，可以明显看出当大气温度大于 25°C 时，汽轮发电机净发电功率相差已经超出 5%， 35°C 时达到 11%。

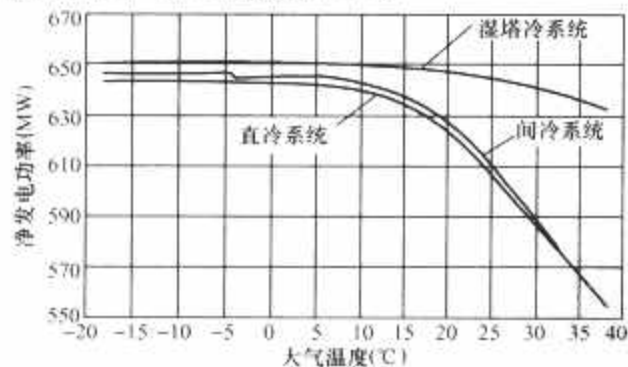


图 10.2-1 在不同大气温度下各种冷却系统对汽轮机特性的影响

1.2 空冷式汽轮机组铭牌功率

空冷式汽轮机组铭牌功率国内没有统一规定，从近几年被实践接受的办法是依据当地的全年温度—时间分布曲线，选取夏季时限 2%~10% (40~200h) 的温度点，再根据所选空冷器的初始温差 ITD，即汽轮机的排汽温度和夏季时限的大气温度点之差（一般直接冷却机组取 $38\sim 40^{\circ}\text{C}$ ），求得汽轮机组的背压，通常在 $30\sim 35\text{kPa}$ 范围内，以此作为直接空（干）冷机组的铭牌功率，即 TRI 工况点。阀门全开 VWO 工况的主蒸汽流量取 TRI 工况的 103%~105%，此

时，汽轮机应可保持寿命期 30 年内机组发出铭牌功率。

空冷器的设计，要求冷凝器应能散发与铭牌功率相应的热量。它与汽轮机的性能有关，对于亚临界参数 300MW 机组，推荐冷却系统的散热量范围为 $430\sim 480\text{MWth}$ ，600MW 机组为 $850\sim 900\text{MWth}$ 。随着汽轮机性能的提高，散发的热量将相应降低。为了新机投产考核和验收方便，某些设计单位以停用冷却单元总数约为 5% 风机整数作为设计的依据，即每单元机组若选用 56 台风机和 A 型架冷却器时，以停用 3 台风机作为设计点，此时空冷器的设计散热量取汽轮机铭牌功率下的排热量，而不是阀门全开时的排热量。

1.3 空冷式汽轮机组的设计背压和初始温差 ITD 值

直接空冷机组的设计背压没有统一的定义，但通常作为汽轮机组热耗率的考核点。现行的办法是依据上述选定的冷却面积和通风流速，以及电厂所在地区的历年平均温—时分布曲线，选择从冷端起在 6000h 处或者年度运行频度最大的大气温度作为设计气温，设计气温 t_a 、凝汽器端差 δ 与空冷器初始温度 ITD 之和称为设计排汽温度 t_k ，设计排汽温度 t_k 对应的蒸汽饱和压力 p_k ，称为设计背压，也可作为空冷系统性能的第二考核点。根据我国北方地区的气温分布，一般直冷机组在 $13\sim 17\text{kPa}$ 的范围内。间接空冷机组的年均背压比直冷机组稍低，冬季可获得较多电量，其铭牌功率下空冷器初始温差 ITD 一般取 $30\sim 32^{\circ}\text{C}$ （初始温差 ITD 是指凝结水温度与大气干球温度之差），设计背压在我国往往取 $8.8\sim 12\text{kPa}$ 。

国外有使用在设计背压下假设不同的初始温差 ITD 值，求取优化设计背压的方法：ITD 值是一个既关系汽轮机末级叶片又关系冷却系统的重要数据，它把两者的设计依据紧密联系在一起。ITD 取值越大，风机和空冷器冷却表面投资越低，而汽轮机和能量损失总费用越大，可从中求得最佳的 ITD 及其对应的背压值，以保证该背压下发出额定功率（如欧洲国家）。由于冷却系统的设计没有规定汽轮机排热量，有些机组取的较小，所取最佳 ITD 值也小。我国早期的 200MW 间接空冷机组系统的设计，所取额定功率按较低背压定义，排热量和 ITD 取值较小，空冷机组汽轮机的机型与湿冷机组基本一样，唯末级叶片为适应高背压小流量的要求，作了相应的强化设计及运行限制，也因此夏季常因背压超限而限制功率运行。近年来这方面工作做的不多，至今国内尚未装备 300MW 及以上的间接冷却机组。

直接空冷机组的一些工程也曾采用类似的方法验算夏季铭牌功率下的最佳 ITD 值，以校对上述取值是否在合理范围以内。但是，这一取值有时受到其他条件的制约，例如超临界机组凝结水精处理装置树脂耐温要求，还受到夏季高背压下汽轮机末级叶片鼓风发热的影响。

南非在 20 世纪末投产运行的有马丁巴电厂的直接空冷和肯塔尔电厂的间接空冷 600MW 机组各 6 台，它们的设计背压分别是 19.8kPa 和 13.6kPa ，其末级叶片的环形通流面积却非常类同，分别为 $4\times 4.30\text{m}^2$ 和 $4\times 4.46\text{m}^2$ 。国内

600MW 间接空冷机组也有选择与直接空冷机组相同的，其末级叶片的环形通流面积也常在 4.5m^2 上下。这两种机型末级叶片的环形通流面积，究竟应如何选择，是否应该有较大差别，怎样与空气冷却系统配套，尚有许多工作需要论证。

2 直接空气冷却系统

2.1 直接空冷凝汽器系统

直接空（干式）冷系统受大气干球温度变化的影响，使机组的运行背压与湿冷机组相比，变化很大，冬季运行约 $8\sim 10\text{kPa}$ ，夏季节 $30\sim 35\text{kPa}$ ，在天气骤然变化的情况下，运行背压波动，最高时可能达到 60kPa 。相应的排汽缸温度，冬季满负荷时最低为 $41.5\sim 46^\circ\text{C}$ ，夏季正常运行时为 $68\sim 72^\circ\text{C}$ ，最高可能达到 $80\sim 90^\circ\text{C}$ 。这些变化要求直接空冷汽轮机组的结构与之相适应，也给冷却系统设计、施工和运行带来许多问题，例如大口径薄壁真空排汽管道和空冷平台的设计，风机噪声、大风速度和方向对空冷凝汽器受热后的空气热回流的影响比较敏感等问题，都是电厂设计首先应该注意防止的。但是，直接空冷系统的投资较低，在防冻方面有较多优点，适合北方较寒冷地区，这种系统在我国北方最近几年获得了快速发展。

直接空冷机组的空冷系统从汽轮机的排汽装置引出，经过大口径管道穿 A 列墙至室外，引向空冷器上的分配管，分别流向布置在空冷平台上的顺流空气凝汽器，平台每个凝汽器 A 型架下面装有强迫通风机以提高散热效果，汽轮机排汽在凝汽器内凝结成水，汇流到凝结水箱，由凝结水泵打至回热系统。直接空冷机组原则性热力系统见图 10.2-2 所示。为了排走空冷器中不凝结的气体，在顺流空气凝汽器的后面，布置有逆流空气冷却器，即将顺流冷凝后的汽—气混合物，通过底部的联箱流向与其串联的冷却三角形管排，与管中的凝结水逆向流动，直到顶部将不凝结气体和少量蒸汽由真空泵抽走。直接空冷凝汽器的顺逆流布置见图 10.2-3。抽走的汽—气混合物的温度应达到 HEI 标准的规定。

对于 300MW 的汽轮机组，国内外的排汽管直径通常是 $5.5\sim 6.0\text{m}$ ，600MW 机组为 $2\times 5.5\sim 6.0\text{m}$ 。在最大连续出力排汽流量下，设计背压 15kPa 时的排汽流速约 $55\sim 60\text{m/s}$ ，冬季阻塞背压时达到 $100\sim 110\text{m/s}$ 。这样庞大的管径传递给汽轮机排汽装置的推力和推力矩却十分有限，只有真空管道端面压差的百分之几，国内三大制造厂在设计最初阶段提供的允许数值大约是 200kN 和 $200\text{kN}\cdot\text{m}$ ，因此管道必须设置自平衡的波型膨胀节吸收因背压和温度变化引起的伸缩，还必须控制沿程各固定节点和空冷平台的沉降差，减小管道的应力。设计需要十分谨慎。与主机相连的排汽管道的设计目前主要依靠国外，国内正在研发试点之中。该管道到达空冷器平台前分成若干排分配管，流向各个组合的空冷器 A 型架。A 型架由空冷器元件组合而成，目前采用的有三种规格，一种是 A 型架的单排管 $219\times 19\times 1.5$ ，一种是 A 型架的双排管 $100\times 20\times 1.5$ ，还有一种是 A 型架的三排管 $72\times 20\times 1.5$ 的椭圆管。双排热浸锌椭圆翅片管用于 300MW 或 600MW 机组空冷器的长度约为 10m ，外表面用镀套或绕制、钎焊等办法增加翅片，增大空气侧的传热面积；内部通汽轮机的排汽，经过内表面的管壁和翅片向冷却介质空气散热并凝结成水。A 型架可以由单排管束、双排管束或三排管束组成，每 4 或 5 个 A 型架构成长宽各约 10m 的 A 型架单元。每个单元四边形进风口下方配置由电动机

驱动，功率为 $110\sim 160\text{kW}$ 的风机。空冷器单元管件的尺寸、材质和生产厂家见表 10.2-1。

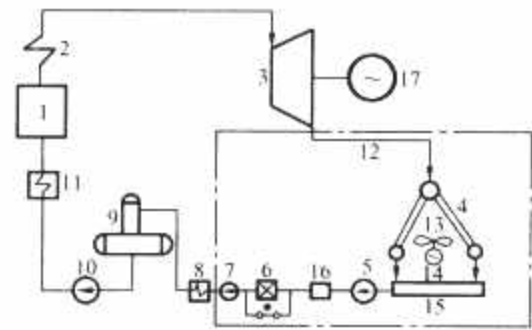


图 10.2-2 直接空冷机组原则性热力系统
1—锅炉；2—过热；3—汽轮机；
4—空冷凝汽器；5—凝结水泵；
6—凝结水精处理装置；7—凝结水升压泵；
8—低压加热器；9—除氧器；10—给水泵；
11—高压加热器；12—汽轮机排汽管道；
13—轴流冷却风机；14—立式电动机；
15—凝结水箱；16—除铁器；17—发电机

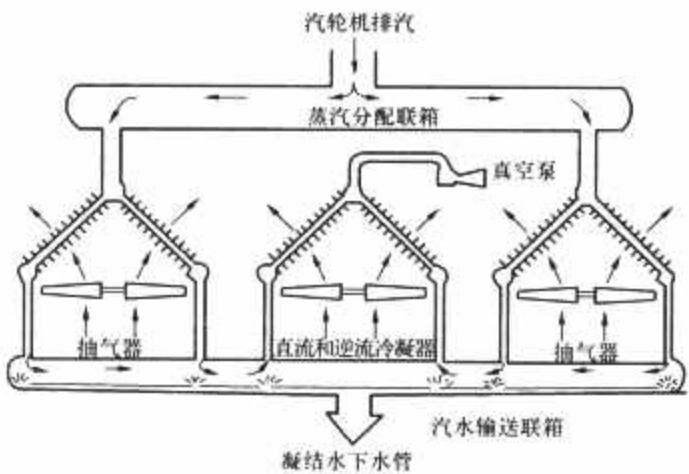


图 10.2-3 直接空冷凝汽器的顺逆流布置

表 10.2-1 空冷器单元管件的尺寸、材质和生产厂家

排数	单排	双排	三排
管子型号	219×19×1.5	100×20×1.5	72×20×1.5
材质	碳钢	碳钢	ST37-2
翅片类型	铝翅片钎焊	钢套环	绕制钢带
翅片尺寸	219×57×0.3	119×49×0.35	94×46.7×0.35
翅片间隙	约 2.4	4-2.5	5-3-3
翅化比	132	123	96
与管子连接	钎焊	热浸锌	热浸锌
与联箱连接	焊接	焊接	焊接
设计温度 (°C)		120	120
试验压力 (MPa)		0.049	0.067
制造厂家	德国 GEA、 美国 SPX、 哈尔滨空调器厂	德国 GEA、 哈尔滨空调器厂	美国 SPX

单排管的防冻效果较好，汽侧阻力也小，常在严寒怕冻的地区选用；三排管选用的风速较高，传热系数大，清洗所选用的水压力较高，清洗比较彻底。各种管都有所长，双排管介于其中。国内电厂采纳的各种管道都有，效果都不错。

冷却系统的凝结水排向位居 A 型架下方的联箱，利用自然高差汇集到凝结水箱，并与其他疏水汇合一起，由凝结水泵打往热力系统。为了除去补充水和凝结水的含氧量，需

要专门设置除氧装置。补充水通常单独除氧，即在排汽装置中利用喷嘴将水雾化混合加热，使补充水达到饱和温度，逸出的非凝结气体直排真空泵；凝结水的除氧，常利用自然高差将水在排汽装置中打细，减小过冷却度，逸出氧气。目前直接空气冷却机组运行中的排汽除氧装置尚不够理想，其含氧量常不合格或时有超过 HEI 规定的最低标准 42 μg/L（我国的规定为 30 μg/L）的现象。各家制造厂正与科研单位合作开发之中，期盼不久以后获得定型的产品。

2.2 风速选择和风机噪声的影响

空冷器迎面风速选取受电厂周围环境的制约，常取 2.0~3.0m/s，居民区 2.0m/s，空旷地区对噪声要求不高，取 3.0m/s 左右。一般取距离风机平台 100m 或 150m 处噪声不大于 55dB（夜间）为好，但必须取得当地环保部门的同意。常用的风机有直径 8.54m 和 9.15m 两种，国内也已生产。风机规范见表 10.2-2。电动机到风机之间国外有的用皮带减速，也有两速电动机，适应变负荷、小风量的要求，但其维护工作量较大；我国普遍采用传动效率 97% 的低噪声减速齿轮，为适应变速运行的要求，采用变频器调速电动机。最近几年电厂所配置的变频器，都能使电动机的转速提升到 110% 风机设计转速的水平，目的是作为保证夏季发出铭牌出力的裕度，既可增加风速，提高传热系数，还可增加风量，提高传热端差，效果较大。

表 10.2-2 风机规范

风机直径 (m)	8.54	9.15
叶片数量	≥6	≥6
转速 (r/min)	约 84	约 81
风量 (m³/s)	426	509
静压效率 (%)	约 60	约 60
所需静压 (Pa)	107	107
全压 (Pa)	135	135
电动机功率 (kW)	110~132	130~160

电动机和风机固定在风机平台的桥型架上，即空冷器 A 型架单元四边形进风口正下方的圆锥筒内，平台下方风机的总风量，应满足空冷器散发汽轮机组排热量的要求。

为了满足电厂周围环境降低噪声的要求，通常需要进行风机和减速器的选择，根据 GEA 介绍，风机声能值可以根据式 (10.2-1) 估算

$$L_{pa} = C + 30\lg u + 10\lg(P_{stat}q_V/102) - 5\lg D$$

(10.2-1)

式中：C 为规定的声功率值，C=40 为标准风机，C=38 为低噪声风机，C=36 超低噪声风机；u 为叶片尖端的速度，m/s；q_V 为容积流量 m³/s；P_{stat} 为风机静压，mmH₂O 水柱；D 为风机直径，m。

从式 10.2-1 可见，除了空冷系统要求的风量和风机所需克服的阻力以外，噪声主要取决于风机叶片尖端的速度。工程中，噪声常用声压值表示，而上面所说的声功率值指的是所测表面为单位 1m² 时的声压值，在大多数情况下，所述设备周界表面往往超过 1m²，对规定设备所测周界表面为 A 的声压值就必须按下面公式进行转换

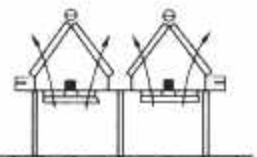
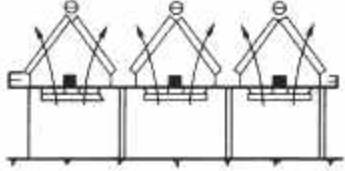
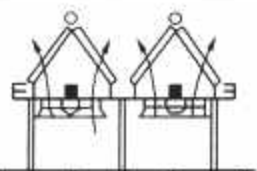
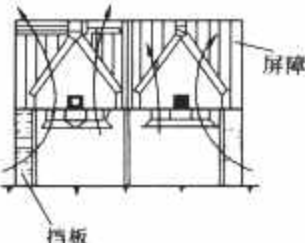
$$L_A = L_{pa} - 10\lg A$$

(10.2-2)

风机平台上的设备选定以后，需要对声音的传播作出相应评估，为了概念上的记忆，先假定发声设备建在空旷的地表，那么，各处的声压值将随着距离的加大而衰减，距离每加大一倍，声压值大约降低 6dB。但是在实践中证明，声压值的衰减在设备附近往往较小，而在远处空气的衰减效果和空旷平面的吸收能力将引起声压值的较大递减。应该指出，当计算距离大型设备数公里远的声音传播时，还需考虑气象条件的影响，如逆温的气象状况、风力风向的作用以及空气湿度的增减等最有影响的因素。

在空冷电站建设中，有时距居民区很近，需要采取有效的措施降低噪声。以具备相同的冷却能力的配有两台直径为 6.3m 风机的某台空冷凝汽器为例，其限制空冷设备声级的各措施见表 10.2-3，可供设计选择时参考。

表 10.2-3 限制空冷设备声级的措施

方案	布置	10m 处声级 dB (A)	100m 处声级 dB (A)	措施	所需功率 (%)	所需投资 (%)
常规组合		78	62	最佳风机设计和气流量可改善声级 2~3dB (A)。如果可能，可利用大型建筑物或土壤的屏障效应	100	100
增加冷却面积		70	54	减小气流量和出口压力的同时，增加冷却面积以补偿传热系数的降低	40	130~140
使用低噪声风机		65	49	用风机叶尖速度 30~40m/s 宽叶片大轮廓比，低噪声电动机和低噪声减速器	100	110
低噪声风机和消声		40~55	25~40	出入口消声，其投资和功率为所需消声级数值的函数，高的消声效果仅与出、入口两侧消声挡板的布置有关	120~150	130~140

2.3 大风及其对热回流的影响

空冷器平台以布置在汽轮机房 A 列柱外侧较多。国外也有装在汽轮机房顶,或其他合适的位置。它占地面积很大,两台 600MW 机组大约需要 2×56 个 A 型架单元,至少需要 80m 宽,180m 长,平台高度受周围环境和两侧进风阻挡的影响,通常取 40~45m,需要进行风力和热回流影响的数模试验或气流动模试验后确定。下面是西班牙某 160MW 机组空冷平台建在汽轮机房顶时,平台布置对于风力影响的模型试验结果,图 10.2-4 是 3.0m/s 风速和当地环境模拟条件下风向对空冷器散热能力的影响曲线,横向尺寸/垂直向尺寸=2.2。

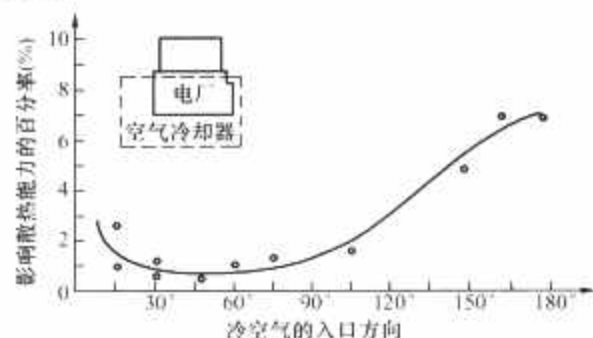


图 10.2-4 平台布置对于风力影响的模型试验结果

当机组出现后风时（180°位置），空冷凝汽器影响散热能力 7%~8%；图 10.2-5 是做了防止热回流措施，在平台周围建有 10m 高挡风墙后，使整个空冷器的三角形 A 型架顶部蒸汽分配管围困在其高度以下时，各种风速下对空冷器散热能力的影响，由图 10.2-5 可见，风速在 5.0m/s 以下时，基本性能不受太大影响。由此可见，空冷器平台的高度和布置方向需要特别注意，应该结合当地的夏季风玫瑰图和气温条件的分析，使高气湿时段和最不利风向的重合度达到最小。

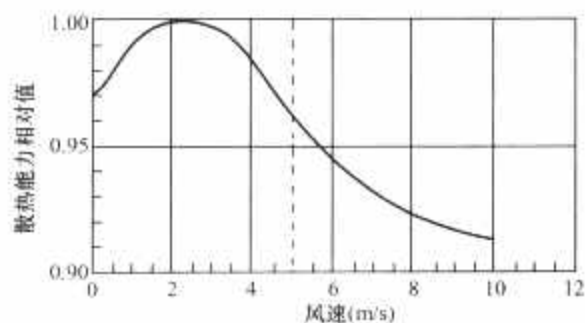


图 10.2-5 风力对空冷器散热能力的影响

2.4 空冷器的清洗系统

采用空冷机组的地区，往往干旱多风沙，污秽严重。某地最近两年接连投产几台空冷机组，有一台运行半年后，正值春末夏初，机组出力严重下降，经测定，空冷器的迎面风速由设计时的 2.0m/s 下降到 0.8m/s，经过清洗，恢复了出力。空冷器配有专用的喷水清洗系统，清洗水流量各厂家不一样，通常取 10~20t/h，清洗水压力对铝翅片空冷元件取 5.0~6.0MPa，对钢套环或绕制钢带取 8.0~12.0MPa 为宜，清洗装置布置在空冷器平台上，水平移动常用手动方式，垂直移动则用自动控制。盛夏季节，平台上气温高，噪声大，应尽量自动控制。全部清洗一遍，一般需要 20 多个工作日。应当说明，正常清洗的频率一般认为应在空冷器的性能降低 5% 左右进行，较好的监视手段是监视通风速度的下降值或空冷器压差增大值，切不可使空冷器过度污秽，这样会使空冷器的性能不易恢复到原有水平，还需要采用其他

方法清洗。

2.5 直接空冷系统的其他特点

(1) 真空系统严密性要求高。汽轮机组与空冷器连接后，真空部分扩大到原有湿冷机组容积的 5~6 倍，通常 600MW 湿冷机组的真空部分的容积约为 2000m^3 ，而与空冷器连接后的容积约 $12\,000\text{m}^3$ 。容积扩大后机组真空系统的严密性需要在施工和验收中严格控制，冷却管元件与管板或联箱的连接，必须采用焊接结构，以保证真空系统的严密性。因此，至今为止空气冷却管的材质，只有在直接空冷系统中使用碳钢管。此外，在真空泵的配置上，除了考虑汽轮机蒸汽的泄漏外，也应考虑真空系统风压试验验收标准规定的允许泄漏率。它的配置就不应该和湿冷机组完全一样，正常配电动给水泵的 600MW 机组的空气漏入量按 HEI 标准计算为 60kg/h，而空冷机组各厂商提供的包括空冷系统在内的泄漏量，几乎都是 120 kg/h，因此，真空泵的选择必须与后者对应。对于整个真空系统的严密性试验考核，即机组的真空部分以每分钟压力增高计算的空气漏入率也应相应降低，目前用于直接空气冷却系统的空冷机组的标准有 30Pa/min 和 100Pa/min 两种，前者是根据计算求得的，后者是根据湿冷机组的标准按比例估算的，国内外厂商两种推荐都有。

(2) 风机的消耗功率高。直接空冷系统强力通风机的消耗功率比间接空冷机组高，一台亚临界参数 600MW 直接空冷机组需配置 56 台 130~160kW 功率的电动机，总功率为 7280~8960kW，几乎是间冷机组的两倍。南非马丁巴电厂配置了 48 台 250kW 的电动机，总功率达到了 12MW，尽管直冷机组工程的初投资较小（初始温差 ITD 取值较大），运行费用却显著增高，这就是工程界为什么徘徊于采用直接冷却还是间接冷却的原因。

(3) 冬季运行背压低。与湿冷机组不同的是直接空冷机组可能冬季相当长时间在接近阻塞背压工况下运行，即在 TRI 的主蒸汽流量下，背压降低使机组功率不能再增加时的机组出力，此时的电功率可能达到 TRI 工况的 108%~109%，由于从直接空冷机组的排汽经过排汽管道、顺流和逆流空冷器再到真空泵，此时其间的阻力可以达到 4~5kPa，水环式真空泵在 15℃ 水温和湿冷机组凝汽器正常漏气时的抽吸绝对压力为 3.85kPa，对于直接空冷机组，加上直接空冷系统严密性试验规定的泄漏量，真空泵入口的抽吸绝对压力会更大，造成了直接空冷机组冬季的运行背压最低只能达 8~10kPa，且凝结水的过冷却度随着汽轮机背压降低和空冷系统阻力的增加而加大，因背压降低使汽轮机出力增加，不能补偿过冷却所造成的损失，因此，空冷机组的阻塞背压将高于汽轮机的阻塞背压，而间接空冷机组的凝汽器和空气冷却区的阻力很小，非凝结气体直接由真空泵抽走，冬季的运行背压较低，这两种空冷系统性能上的差别，造成了直冷机组全年的可发电量较小。

(4) 直接空冷系统在防冻方面有较多优势。管型扁长，允许较大膨胀，即便结冰也不致将管子冻裂，何况蒸汽结冰比较疏松；顺流管束和逆流管束可以交叉配置，加大逆流的比列，可以降低结冰的风险；也可停用风机或使风机倒转，保护管束不受冻伤。但是，在运行经验不多的情况下，必要的谨慎仍然需要，部分电厂为了保证冬季最冷时段顺利启动，在部分排汽分配管道上加装隔离阀，使另外的管道在启动时得到足够的加热，不但接受汽轮机组排汽的热量，而且接受旁路系统的热量（所配旁路一般不小于 30% 额定蒸汽量），当负荷带大后再开启装隔离阀的管道。为了满足冬季

启动的要求，汽轮机组必须考虑带旁路启动的要求。

3 带混合式凝汽器的间接空冷系统

3.1 混合式凝汽器

20 世纪 80 年代，继我国从匈牙利引进了混合式凝汽器的间接空气冷却系统后，成功地自主开发了 200MW 间接空冷汽轮机，这些机组与湿塔冷机组类似，末级叶片和低压缸轴承基本保持原来结构，因夏季背压稍高，对末级叶片的设计和运行做了一定改进和限制。当时设计向冷凝器和空冷器的排热量和初始温度差 ITD 较小，最初两台机组只考虑常温时的排热量 275MW，以致汽轮机组夏季限负荷运行。试验表明，对应铭牌功率下汽轮机排热量所对应的 ITD 值需取 32℃ 左右，提高汽轮机对背压增加的适应能力，才能保证夏季要求的出力。我国间接冷机组的设计背压一般在 8.8~12kPa 之间。个别机组，受到电厂设计条件的限制，与直接空气冷却机组所取背压和 ITD 一样。

带混合式凝汽器的间接空冷系统是 20 世纪 50 年代匈牙利人海勒发明的，其原则性系统见图 10.2-6。与常规机组的首要区别是凝汽器中喷入冷却水，与汽轮机的排汽混合，因此称混合式凝汽器。

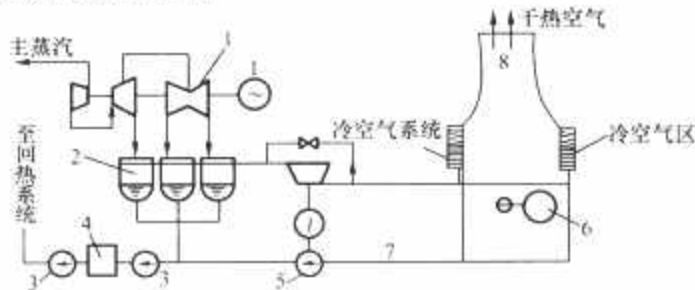


图 10.2-6 带混合式凝汽器的间接冷却原则性系统图
1—汽轮机；2—喷射式凝汽器；3—凝结水泵；
4 凝结水处理装置；5—凝结水升压泵；6—循环水泵；7 循环水管道；8—空冷塔

大同第二发电厂在 20 世纪 80 年代投运的 200MW 机组的混合式凝汽器和间接空气冷却系统，设计技术和装备供应全都来自匈牙利 EGI 公司（现在已被德国 GEA 收购），称海勒系统。我国随后自己也设计和制造了同类产品，但近年来做的工作不多，只有山西省阳城电厂机组采用了福哥型（FORGO）间接空冷系统，但非海勒混合式凝汽器，而是表面式凝汽器，与其相配的是直接空冷 600MW 机组，末级叶片的通流面积明显比同等容量湿式冷却机组小得多。

混合式凝汽器内没有常规凝汽器的冷却水管，它是通过喷嘴把循环水喷出，在凝汽器内形成与汽轮机排汽流平行的水膜，使排汽直接与水膜表面接触换热，使大约 96% 的排汽量凝结成水，其余经浓缩后的水汽混合物在凝汽器排汽腔室的下部（凝汽器水位上面）横向折流向上，再经过数层淋水盘，即空气冷却区进一步混合换热，将蒸汽凝结成水；高度浓缩的气汽混合物中气体的重量比达到 40%~50% 后，即 HEI 标准所要求的过冷却度，再排向真空泵抽走。由喷射水膜至凝汽器水位表面的高度通常是 2m。混合换热后的凝结水再由循环泵送到冷却塔散热。由于自然冷却塔内的冷却器常用铝制管束，对凝结水的含氧量要求不高，此类凝汽器的含氧量可维持在 80~150μg/L 范围以内。一台超高压参数 200MW 双排汽机组的冷凝器，总共配有 3936 个喷嘴，水室上部四层配 φ13 的 2624 个，水室下部两层配 φ15 的 1312 个。试验发现，喷水压差过大，喷水形成水流，而不

形成水膜，影响传热效果，压差越大，喷射水流越严重，喷射水的最佳压差范围在 10.57~14.71kPa 之间。

应该指出，混合式凝汽器运行时的过冷却度与喷水压力和空冷区的配水量关系很大，哈尔滨汽轮机厂在 20 世纪 80 年代的试验表明，空冷区的配水量以占总水量的 7% 为妥。我国已经运行的几台 200MW 混合式空冷机组的凝结水过冷却度，不论双排汽或三排汽，试验结果多数在 2~3℃ 上下，根据 1988 年国际流体研究协会第 6 届冷却塔专题讨论会上 EGI 的论文，在土耳其 TRAKYA 电厂的联合循环机组的凝汽器上实测平均过冷却度为 0.3℃，最大测得的个别瞬间值也未超过 0.5℃。大同二电厂运行控制也能达到 0.5~1℃ 范围以内，在此以前，EGI 的分析认为，过冷却度过大还与凝汽器的空气泄漏率有关，图 10.2-7 给出了传热与空气含量的关系曲线，图中纵坐标 K 是传热系数；A 是给定喷嘴水膜的传热表面积，m²；G_w 是喷嘴的水流量，kg/h。横坐标是空气的浓缩倍率，用蒸汽和空气各分压的比容之比表示。

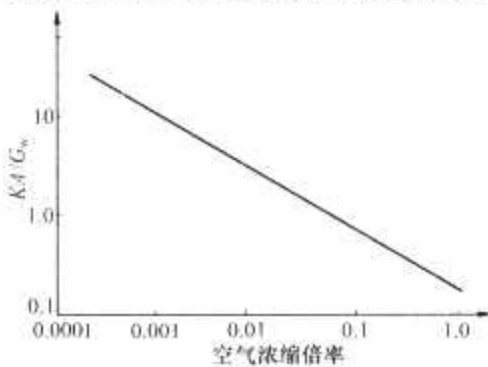


图 10.2-7 凝汽器中空气浓缩倍率和传热的关系曲线

由此可以算得喷射水就地温升 ($t_{wi}-t_l$) 和就地蒸汽温度与喷射水出口温度差 ($t_{si}-t_l$) 之间的关系

$$(t_{wi}-t_l) = (t_{si}-t_l) [1-1/e^{KA/G_w}] \quad (10.2-3)$$

式中： t_{si} 为排汽温度； t_{wi} 为凝结水温度。

汽轮机排汽在混合式凝汽器入口处空气的含量大约是 0.000 1，此时 KA/G_w 很大， $(t_{wi}-t_l) = (t_{si}-t_l)$ ，喷射水没有过冷却度；如果在以后的区域，空气的含量增高， $(t_{wi}-t_l)$ 就会小于 $(t_{si}-t_l)$ ，空气的含量越高，喷射水产生的过冷却度越大。尤其是空气冷却区设计不当或加工不良时，这种现象更为严重。

3.2 冷却系统和自然通风冷却塔

间接空冷系统的任务是以传递冷却水的方式散发汽轮机铭牌功率下的全部排汽热量，它由空冷散热器系统和自然通风塔两部分组成。塔身容量和高度应满足空冷散热器布置和设计迎面风速的要求，和空冷器的结构特性密切相关。

应当补充说明，我国最初设计的 200MW 机组，所取排热量为设计大气温度 15℃，对应背压 8.8kPa 下发额定功率时的排热量 275MW。匈牙利海勒方提供的空冷系统，大气温度与 ITD 关系见表 10.2-4。

表 10.2-4 匈牙利海勒方提供的空冷系统 ITD 关系表

保证点	1	2	3
环境干球温度 (℃)	4.4	15.0	27.3
冷凝器压力 (kPa)	4.7	8.8	17.5
冷凝器温度 (℃)	32.0	43.3	57.4
空冷塔散热量 (MW)	269	275	296
初始温差 ITD (℃)	27.6	28.3	30.1

实际试验发现,当大气温度为 17°C 时,机组的排热量已经达到 300MW ,大气温度 30°C 时机组的排热量为 333MW ,这一点恰好是该地区保证夏季满发(保证率 90%)时的温度点。冷却系统和风冷塔的设计应当散发与此相应的热量。设计值偏小必然导致背压的进一步升高,使汽轮机的末级叶片不相适应。在经过最近几年探索后,把空冷器的设计点移向夏季,保证夏季发出铭牌功率,机组的排热量和初始温差相应地比优化获得的ITD值加大。

200MW 机组空冷塔高 125m ,进风口高度 20m ,塔筒底部外径 108m ,内径 100m ,塔筒喉部直径(出口直径) 65m ,风塔高度取决于空冷器的阻力及其出口的风速要求。空气冷却器沿风塔进口四周立式布置,呈圆柱形,共 119 个冷却三角形, $682\,584\text{m}^2$,总重 833t 。每个三角形由两排高 15m (由三个 5m 高的单元件组成)、宽 2.4m 、厚 0.15m 相隔约 60° 的管束组成A形架,管束为FORGO型散热器。

塔筒底部外径需满足散热器布置的要求。这种铝质翅片冷却管束的运行水质要求,在我国当时没有经验,采取既满足汽包锅炉又满足铝质冷却管束的要求。我国大同二电厂控制循环水和凝结水的pH值 $6.5\sim 7.5$,电导率小于 $0.2\mu\text{S}/\text{cm}$,溶解氧小于 $300\mu\text{g}/\text{L}$;给水的pH值 $6.5\sim 7.5$,电导率小于 $0.2\mu\text{S}/\text{cm}$,溶解氧 $30\sim 100\mu\text{g}/\text{L}$;锅炉加氧中性水运行的pH值 $6.5\sim 7.5$,电导率小于 $0.2\mu\text{S}/\text{cm}$,基本上和匈牙利加林电厂一样。后来,EGI在1991年干式冷却塔年会论文集上发表了许多电厂成功运行的不同水处理方式,提出不论碱性、中性或者联合的水处理方式,都可以自由地选择在本系统中应用。

与福哥型(FORGO)散热器连接的冷却系统如下:在混合式凝汽器中冷凝后的凝结水,小部分用凝结水泵送到热力系统和锅炉;大部分用循环水泵送到布置在自然通风塔入口周围的空气冷却器,也称散热器。经自然通风冷却,再返回到混合式凝汽器,用以冷却汽轮机的排汽。空冷器冷却水管的长度为 $15\sim 22\text{m}$,其中 15m 用于 200MW 机组, 22m 用于 600MW 机组,立式布置在冷却塔周围。循环水泵的输出压力必须高于 $15\sim 22\text{mH}_2\text{O}$ ($1\text{mH}_2\text{O}=9.8\text{kPa}$),使空气冷却器的最高点充满由凝汽器送来的热水。而凝汽器中喷淋冷却水的喷嘴所需压头不过 1.50m ,为了回收循环水的能量,在空冷器出口和凝汽器喷嘴之间,增装一台水轮发电机,以减小电量损失。水轮机旁装有旁路调节阀,当水轮机损坏时使用。水轮发电机和旁路阀布置见图10.2-8。

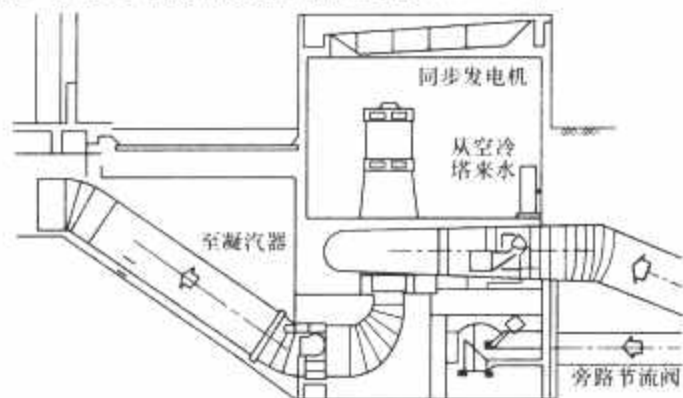


图 10.2-8 水轮发电机和旁路阀布置图

除了凝结水泵将凝结水向回热系统供应外,循环水泵也将凝结水供往布置在自然通风塔周围的空气冷却器。循环水泵直接从凝汽器抽水,处在真空状态,为保证水泵入口第一级叶轮能有效气蚀余度,水泵需要与常规机组的凝结水泵一样,采取低位布置。间冷机组循环倍率 $45\sim 50$ 比常规湿塔冷却机组所取 $55\sim 60$ 稍低,水塔内的温降在夏季满负荷时

约为 14°C 。 200MW 机组循环水泵的流量 $2\times 12000\text{t}/\text{h}$,有效气蚀余度 3.5m ,压头 0.31MPa ,除了克服系统的阻力外,冷却水需要打到空冷器顶点所需的压头。循环水泵布置见图10.2-9。

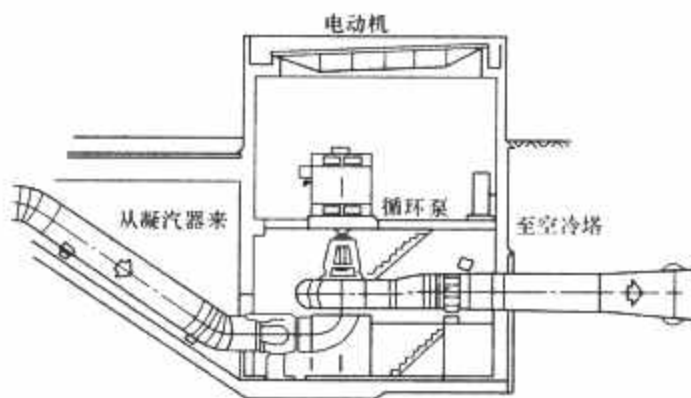


图 10.2-9 循环水泵布置图

全塔散热器分成6个能独立运行的扇形段,每个扇形段具有进水、出水、充水和放水4个电动门,可以进入或退出冷却水循环系统,运行中可根据大气温度决定循环水泵的投入台数,调整投入扇形段的段数,满足不同散热负荷时对散热面积的要求。根据大同二电厂的运行经验,当只有一台循环水泵运行时,投入的扇形段最多4个。

每个冷却三角形顶部有两根排气管分布在A形架两边,一个扇形段所有排气管汇集于一个总管,通过一根高约 9.5m 的竖管与大气相连。全塔共6根竖管,竖管与总管的连接处有一个防冻的电加热装置。

塔内设有进水和出水两根环形冷却水管道,分别以均匀配水的进水管与6个扇形段相连,每一个扇形段的进水管上装有放水门,使水沿管道直通地下两个聚水箱,每个水箱的容积 250m^3 ,供停用时放水之用。各散热器冷却水管的进出口都位于下部联箱上,用弹性橡胶管与环形管连接在一起。聚水箱的水位与扇形段投运段数的关系见表10.2-5,当水位低于 0.55m 时,输水泵闭锁;高于 2.87m 时,发出水位过高信号。当大气温度低于 5°C 和冷却水出水温度低于 12°C 时,各扇形段的安全放水阀。部分打开,减少运行的冷却段数,也为防冻提供安全。此时将开启相应的扇形段旁路阀,维持系统内的循环水正常运行。

表 10.2-5 聚水箱的水位与扇形段投运段数的关系

扇形段投运数	0	1	2	3	4	5	6
聚水箱水位 (m)	2.87	2.41	2.05	1.71	1.39	1.02	0.65

塔内还设有6个地下阀门室,在其中一个阀门室内布置了两台流量 $250\text{m}^3/\text{h}$ 、扬程 25m 的输水泵,用于空冷系统充水和补水。

全塔有60个线性百叶窗开度调节机构,布置在每个冷却三角形的迎风面,是散热器冬季防冻的重要装置,由叶片、推杆、密封挡板和电动操作机构组成,它根据大气温度和水轮机调节阀后回水管上的温度信号调节百叶窗开度,维持汽轮机运行中凝汽器的最佳真空。同时,保护空冷器冬季运行免遭冻结。百叶窗在散热器进水温度大于 35°C 、扇形段充水完成时开启;当出水温度小于 18°C 时,安全阀打开,扇形段排水,百叶窗全关。为了对于干旱地区所配备的铝翅片空冷器管进行清洗,装有一台压力为 $5.0\sim 6.0\text{MPa}$ 、流量 $30\text{t}/\text{h}$ 的冲洗水泵,可以立向沿高半自动清洗空冷器管束。

3.3 预热/尖峰冷却器及其发展

实践证明海勒系统技术成熟,运行可靠。但在早期曾有

两个方面的问题，一是冬季凝结水管的冻损，特别在机组的启动和停机过程中；二是夏季高温条件下空冷塔的出水温度过高，导致汽轮机组发不出额定功率。为了解决这些问题，近几年 EGI 公司依据一些电厂的运行经验，推出在空冷器塔内装设预热/尖峰冷却器，也称干/湿冷却系统，已经在工程中获得了成功。预热/尖峰冷却器的传热面积约为空冷塔总传热面积的 5%，分成若干台，在塔内四周均匀配置，采用机械通风，还可以冲水（浸没）冷却，与风冷塔循环水系统各扇形段之间装有若干阀门，既可使两者并联运行，也可串联运行。该冷却器冬季启动时用来预热空冷器，先将百叶窗关闭，将电厂的热水注入预热器，开启风机，使之倒转，将通过沿塔四周分布的空冷器的热风吸入各个预热器，在塔内循环，使尚未冲水的冷却三角形加热，当温度达到一定水平后，再向冷却三角形注水，这个过程自动完成。试验的实践证明，这种预热方式可以有效防止启动充水时冰冻。预热过程中，在不到 10min 的时间内，即可完成预热的要求。当夏季大气温度较高时，百叶窗全开，尖峰冷却器的风机正转，增加冷却面，增强空冷器的通风，提高散热效果。大气温度过高时，可以对尖峰冷却器冲水（淹没），取得更好的冷却效果，此 5% 的面积可散发 10% 的排热量。

最近海勒间接空冷系统又提出了可以提高性能的选择方案，将尖峰冷却器冲水（淹没）运行扩充到风冷塔进口冷却三角形的部分管段。图 10.2-10 给出了不同大气温度下的水量消耗曲线，并推荐布置在塔内或塔外的干式/冲水（浸没）式尖峰冷却器，当环境干球温度达到 21℃ 时投运，可使凝汽器的温度降低 2~3℃。在土耳其 TRAKYA 电厂一台容量 300MW 的燃气—蒸汽联合循环汽轮机上喷了 60t/h 的凝结水，使汽轮机凝结水温度下降了 2.8℃，出力提高 2.2MW，约为 2.5%。当环境干球温度达到 28℃ 时，投入补充喷水/冲水尖峰冷却器，可将冷却水的温度降低 4~6℃。图 10.2-11 给出了改进后海勒系统在不同环境温度下汽轮机功率曲线，此时，辅机功率增加不多，汽轮机组铭牌功率所对应的大气温度由 27.3℃ 提高到 32℃，夏季满发的时间加大。当然，各工程是否采纳这一改进，需作经济比较，因为要消耗比空冷发电稍多的凝结水量。

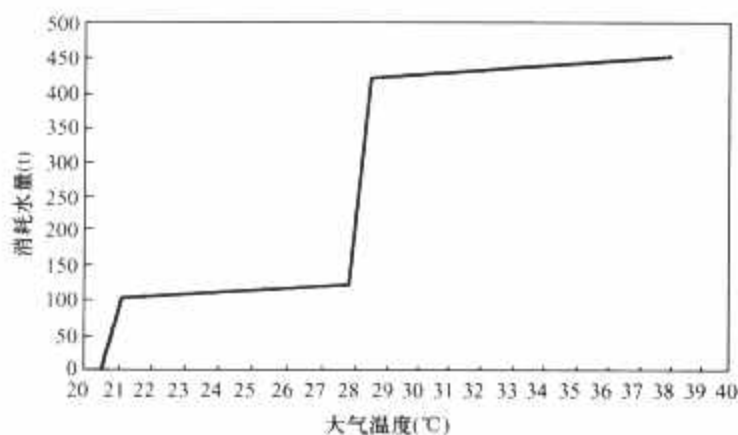


图 10.2-10 600MW 空冷机组自然通风塔使用强化冷却的耗水量曲线

锅炉烟气通过间接风冷塔排放的烟塔合一设计比湿冷塔有更多优点，一是空气流量大，为湿冷塔的 3 倍；二是温度高，比湿塔约高 25℃；三是湿度低 10%~20%，不需要对烟气进行再加热。海勒系统烟塔合一的布置方案已经在 CAN 电厂的 2×160MW 循环流化床机组的一个冷却塔内实施。此外，匈牙利马特拉电厂除了烟塔合一以外，还在塔内新装了烟气脱硫装置。

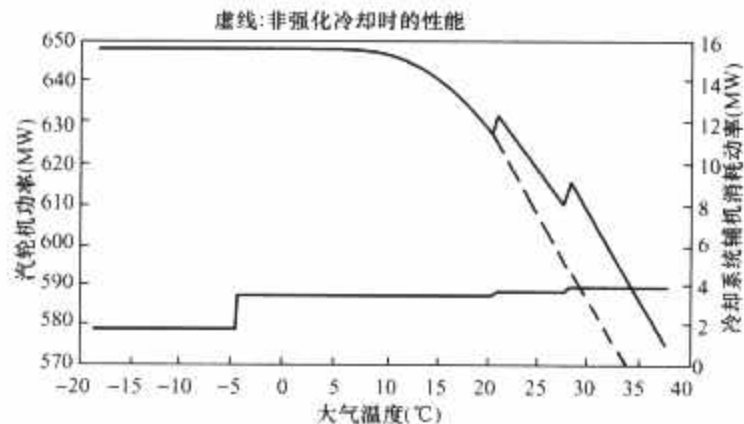


图 10.2-11 600MW 空冷机组自然通风塔使用强化冷却的性能（和耗功）曲线

4 带表面式凝汽器的间接空冷系统

4.1 带表面式凝汽器的间接空冷系统及其特点

带表面式凝汽器的间接空气冷却系统，配常规表面式凝汽器和自然通风空气冷却塔。汽轮机的排汽热量先传给凝汽器的冷却水，再用循环水泵将凝汽器的热水打到风冷塔，由空气冷却器冷却，散发汽轮机组的排热量，再将冷却后的循环冷水送回凝汽器，冷却汽轮机组排汽。表面式凝汽器间接空冷原则性热力系统见图 10.2-12。海勒系统和它的主要区别是：前者是混合式凝汽器，它的冷却原理较好，理论上可将饱和温度的凝结水直接打到风冷塔，使风冷塔的 ITD 保持最大，不足的是在凝结水喷入凝汽器，循环水和凝结水混用，增加了水处理的复杂性，且水中的压力几乎能全部释放，为了回收部分能量，需装设一台水轮发电机，增加了工程投资。后者是表面式凝汽器，凝结水和循环水之间有端差，加热后的循环水打到布置在水塔中的空冷器，其温度比前者理论上约低 2~3℃，会增加空冷器的散热面积，它的主要优点是将凝结水和循环水隔开，分别成为独立的两个系统，水质要求可以各取所需。

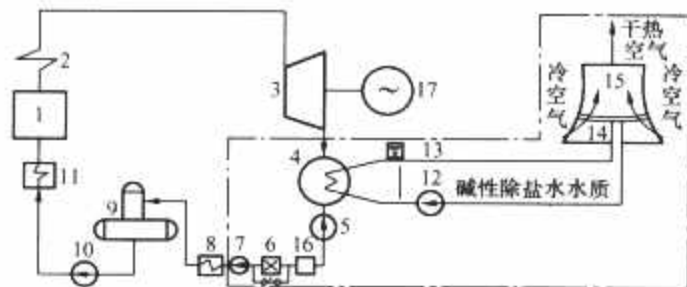


图 10.2-12 带表面式凝汽器的间接空冷原则性热力系统图

- 1—锅炉；2—过热器；3—汽轮机；4—表面式凝汽器；
- 5—凝结水泵；6—凝结水精处理装置；7—凝结水升压泵；
- 8—低压加热器；9—除氧器；10—给水泵；11—高压加热器；
- 12—循环水泵；13—膨胀水箱；14—全钢制散热器；
- 15—空冷塔；16—除铁器；17—发电机

在两种间冷系统的经济比较中，通常以凝汽器端差相差约 4℃ 为条件，得出混合式冷却系统在热力学评价中稍优的结果，但近几年来人们利用表面式凝汽器在降低端差方面进行了一些工作，首先是在凝汽器中装配较多直径较小的冷却水管，提高传热系数，这虽然增加了凝汽器的投资，但降低了风冷塔的造价，总起来可以获得一定效益；其次是冷却水管变化之后，冷却水量比常规机组有所下降，这就迫使需具有一个较大的冷却塔，但是循环水泵节省了厂用电，优化结果是再一次获得效益；还有，因为循环水很清洁，在水管内

壁不会污秽,这也改善了传热,使端差稍稍降低。上述措施的结果,可使表面式凝汽器的端差由平均 4°C 降低到 2°C 。此外,为了进一步节省投资,还可以把冷却水管的材质由价格较贵的合金钢改为碳钢,因为清洁的冷却水不会引起腐蚀。这些措施可以使两种间接冷却的系统空冷器所需的传热面积,由热力学最初评价的相差 $15\%\sim 25\%$ 降低到非常接近的程度。

4.2 南非肯塔尔电厂 600MW 机组间接空冷系统

世界上最大的 $6\times 686\text{MW}$ 表面式凝汽器间接空冷机组在南非供电委员会(ESCOM)所属的肯达尔电厂,于1993年全部建成,第一台机组于1988年投入商业运行,1989年完成了验收试验,其发表的资料很多。汽轮发电机组的主蒸汽参数: $17.1\text{MPa}/535^{\circ}\text{C}/535^{\circ}\text{C}$,四缸四排,低压末级环形通流面积 $4\times 4.48\text{m}^2$,设计背压 13.6kPa ,设计热耗率 8478kJ/kWh ,设计运行小时数 6570h ,年发电量 4190GWh 。

凝汽器冷却面积 $2\times 20\,383\text{m}^2$,汽轮机在满负荷时冷却水温度 14°C 时的背压为 13.6kPa ,冷却水系统用的是纯净的除盐水,端差很小,只有 2.4°C 。管子根数 $2\times 23\,976$,双流程,管径、厚度、长度为 $22, 0.7, 12\,380\text{mm}$ 。真空泵按常规配置。

循环水泵 $3\times 50\%$,每台泵流量 $8\text{m}^3/\text{s}$,扬程 15m ,消耗功率 $3\times 1700\text{kW}$,用于1~3号机组,具有系统内相互连接的 $2\times 50\%$ 循环水泵用于4~6号机组。循环水泵为双进、对开、水平轴叶轮式水泵。循环水管径 $3100\times 16\text{mm}$,将冷却塔、水泵站和凝汽器连在一起,各冷却管束通过环形分配水管与长度约 500m 的主冷却水管相连接。在设计阶段进行了管道系统的热膨胀和热应力分析,使膨胀节的个数取得最小。此外还进行了水压波动分析(水锤分析),以防止某些运行状况下对系统的不良作用。在这方面,高位水箱的布置与尺寸和蝶阀的关闭性能具有重要的关系。

风冷却塔高度 165m ,冷却管束高度 25m ,塔底外径 163m ,冷却管束处 145m ,喉部 101.7m ,顶部 104.2m ,最小筒壁厚度 250mm ,最大筒壁厚度(底部) 1500mm ;风塔进/出口水温 $48/34^{\circ}\text{C}$,进/出口风温 $14/36^{\circ}\text{C}$,设计通水量 $15.3\text{m}^3/\text{s}$,通风量 $38\,400\text{m}^3/\text{s}$ 。

汽轮机组的排热量和大气温度之间的关系见表10.2-6。

表 10.2-6 肯塔尔电厂 600MW 机组间接空冷系统的设计数据

汽轮机组排热量 (MW)	892	895	940
环境空气温度 ($^{\circ}\text{C}$)	约 6	14	32
汽轮机背压 (kPa)	4.6	13.6	31.1
凝结水温度 ($^{\circ}\text{C}$)	31.3	50.4	69.9
凝汽器入口水温 ($^{\circ}\text{C}$)	12.9	34	53.3
凝汽器出口水温 ($^{\circ}\text{C}$)	26.9	48	68
凝汽器端差 ($^{\circ}\text{C}$)	4.4	2.4	1.9
循环水量 (t/h)	54 920~57 600		

冷却元件为巴克杜尔产品,冷却水管为钢制缠绕翅片热浸镀锌钢管,管束总数500个,长 15m ,每两个管束组成一个A形架散热器,每一管束4排 $\times 66$ 根,叉排,一个A形架264根椭圆冷却管,直径 $55\times 18\text{mm}$,冷却管总长 1980km ;每台风冷却塔外缠绕翅片总长 $90\,000\text{km}$ 。散热器空气侧总面积 $200\text{万}\text{m}^2$,冷却水管布置在塔内 25m 高的平台上,塔心冷却管束水平排列成方形,外面三圈环形布置,向塔心倾斜 4° ,整套空气冷却三角架散热器共有11个扇形段,风塔中

心1段,32片管束,16个A形架;内圈2段,42个A形架;中圈4段,76个A形架;外圈4段,116个A形架。至扇形段的冷却水进口和出口喷嘴位于最低点,以保障排尽疏水。通过每个管束的冷却水为双流程,以获得所要求的交叉逆流效应。各段可以单独地放水至位在风冷却塔 0m 层的两个水箱之中,水箱有足够的容量容纳全部11段冷却器的总水量。寒冷季节,可以部分停用若干个冷却段。

风冷却塔中心的高位水箱,需保证所有翅片管束具有不大的正压和循环水泵入口所需要的有效压头,它还将补偿由于温度变化而引起的循环水的体积变化。高位水箱和疏放水箱的剩余空间充有氮气,都有不大的正压。在疏水和充水过程中,氮气依据水量的变化自动充放。这样的方式使放了水的空冷段有效地防止了停用时的腐蚀。南非 ESCOM 选用椭圆形钢制缠绕翅片热浸镀锌钢管,首先是因为抗腐蚀性能较好,表面有 $70\mu\text{m}$ 热浸锌涂层,可满足电厂25年以上的运行要求;其次是翅片和水管之间没有缝隙,没有涡流区,可使污秽达到最小,考察发现该设备运行5年空冷器未做过清洗,塔内散热器表面除外圈尘土较多外,中圈以内都比较干净,设备配有 30MPa 水压的冲洗水泵,值得注意的是,该系统非常坚固,可以用高压水冲洗而不会发生任何问题,一般冲洗泵水压都在 10MPa 以上;再次是该管束的传热性能较好,管径流线形设计可使管束的压降较低。

Aachen 技术学院曾经对电厂内风冷却塔的最佳布置位置做了模拟风洞试验,观察到在各个独立的风冷却塔中冷却空气的进风流量性能和热空气回流状况是风速和风向的函数,以模拟试验和试验形式测定风力对冷却水温度的影响时,发现它们很大程度上取决于风冷却塔中散热器管束的排列。随着风速的增加,不论何种排列,其传热效率都将降低。当其管束沿风冷却塔圆周垂直布置时,风力的影响比在塔内水平布置或稍微倾斜布置时加大。肯塔尔电厂采纳了在塔内稍微倾斜布置的方式,使风力的影响达到最小。

4.3 南非肯塔尔电厂 600MW 间接空冷机组试验结果

1989年2月,肯塔尔电厂1号机组空冷系统进行了性能试验,试验程序按标准VDI—2049《干(空气)冷却塔的性能和热力验收试验》进行。依据合同条款必须试验验证的三个保证点:汽轮机组的背压;辅助机械的厂用电和表面式凝汽器出水端点的凝结水温度。试验预先要求在 $850\sim 950\text{MWth}$ 散热负荷和 $6\sim 22^{\circ}\text{C}$ 大气温度范围内进行独立的测量。试验必须考虑大气温度的垂直梯度和风速对冷却性能的重大影响,仅在下列条件下有效:在试验 1h 测量期内,离地面高度 2m 处的平均风速不应超过 5m/s ;离地面高度 2m 处的风速不超过 10m/s 的次数不应高于10次;在 1h 的测量期间,在风冷却塔高范围内的逆温不超过 2K ;不下雨。试验得到下述结果:

(1) 汽轮机组背压。依据冷却系统的性能特性曲线,汽轮机排汽部分的背压在测量的运行条件下应该保证为 13.6kPa 。实际测得的排汽压力为 11.52kPa ,测量值比保证值低 1.68kPa ,达到了保证要求。

(2) 辅助机械的厂用电。测得两台冷却水循环泵和一台水环泵运行的厂用电是 2.87MW ,保证值是 3.41MW ,达到了给出的厂用电保证值要求。

(3) 凝结水温的过冷程度。在汽轮机排汽部分测得的蒸汽/凝结水的饱和温度为 48.14°C ,在表面式凝汽器出水端点测得的凝结水温度为 48.08°C ,实践中考虑测量误差 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$,可以认为凝结水没有过冷却现象。

由此可见,测得的干(空气)冷塔具有 -1.68°C 的较低冷却水温度,依据 VDI-2049 标准,获得了 5.6%裕度的性能优势。

4.4 我国带表面式凝汽器的间接空冷系统的新进展

我国采用表面式凝汽器的间接空冷系统有太原第二热电厂 200MW 机组和正在建设中的阳城电厂 600MW 机组,前者系统基本上和肯塔尔电厂一样,后者凝汽器用表面式,空冷器用 EGI 第五代铝制福哥型(FORGEO)式冷却器,自然通风冷却塔圆周垂直布置,进风口高度 22m, A 型架夹角 49.08° ,塔高 150m 出口直径 84m,地面 0m 直径 137m,喉部高度/直径 120/80m;冷却单元管束的迎面风速约 1.7m/s,迎风面积约 105m^2 ,风冷塔的总进风量 $32\,000\text{m}^3/\text{s}$,散热器阻力 112Pa,散热系数 $40\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。有关大风对散热器布置方式的影响,EGI 认为在垂直布置和水平布置两种情况下,作用在散热器上较高的压降减小了风力的相对影响,在垂直布置时,风力对迎风面和小部分背风面的散热效果是正效应,而两个侧面为负效应。丰镇电厂在 200MW 风冷塔上以平均风速 6.77m/s 试验结果指出:迎面侧扇形段的散热效果最佳,进出水温差 $12.79\sim 14.88\text{K}$,较正常温降稍好;背风面扇形段进出水温差 $9.35\sim 11.43\text{K}$,较正常温降稍差;两侧切线方向扇形段温差 $8.51\sim 9.38\text{K}$,较正常温降明显差。这一结果与 EGI 的意见基本一致,总的结果是风速加大,散热效果下降,风力对这种形式的散热器的影响用有限容量法 FVM 计算和测量对比曲线如图 10.2-13 所示。散热器垂直布置和水平布置时,不同风速对冷却塔进风量的影响计算曲线见图 10.2-14,认为从风速为 4m/s 的空气流速点开始,气流贯穿风冷塔,其冷却效果优于水平高位布置,尤其是风速大于 20m/s 时,垂直布置的优势更为显著。

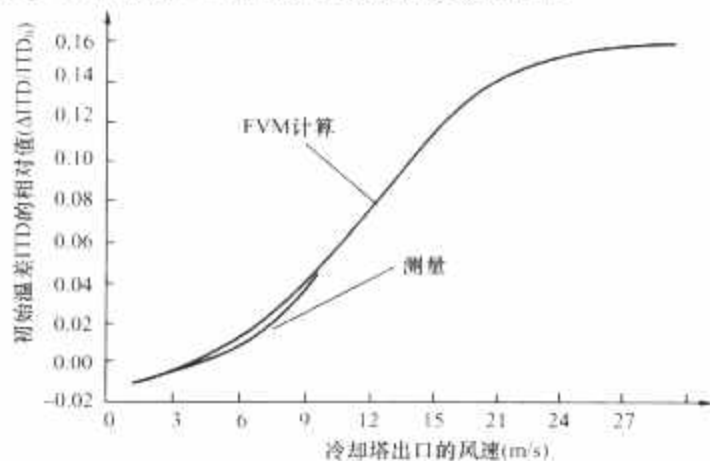


图 10.2-13 不同风速对 BURSA 联合循环电厂风冷塔 ITD 的影响 (垂直布置)

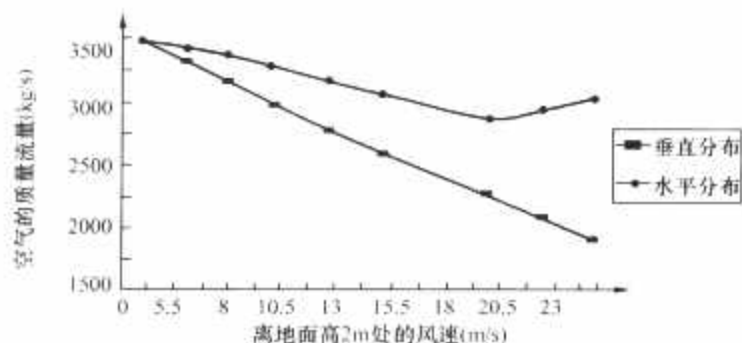


图 10.2-14 不同风速对冷却塔进风量的影响计算曲线

图 10.2-14 离地面高度 2m 处不同风速对垂直和水平布置风冷塔空气流量的影响和巴克杜尔所给出的结果恰好相反,对不同散热器的组合形式(两种类型散热器的阻力不

同)在风冷塔中采用不同布置方式的意见,给学术界和工程界留下探讨的空间。

EGI 空冷器的突出优点是价格低,利于烟塔合一,风冷塔的高度较小,铝翅片表面经过环氧树脂保护处理后,其寿命大大提高。1984 年德国 VGB 的报告指出:环氧树脂保护处理后的铝管和热浸锌的钢管可以维持足够的寿命要求。大同二电厂使用了 18 年仍然完好的业绩,说明铝质空冷器也是可取的方案。福哥型(FORGEO)空冷器的缺点是铝质芯管与管子联箱连接处的 O 型密封圈长期运行后的老化更换,可能会给检修增加一些工作量。此外,允许的冲洗水压较低,一般为 $5\sim 6\text{MPa}$ 。

5 直接空冷系统和间接空冷系统的比较

5.1 空冷系统的冷端优化

汽轮机的冷端指的是汽轮机的背压,以排汽(凝结水)温度为特征。空冷系统的冷端指的是空冷器的进风口,国外某些电厂把年度出现的频率最高、持续时间最长的大气温度作为空冷系统的设计进口温度。这两者之间对应的温度差,称为冷却系统的初始温差 ITD。在空气冷却机组的研究中,很早就有结论,汽轮机的低压部分和冷却系统可以用不同的 ITD 值求取最佳性能搭配,需要做下列工作。

5.1.1 给定 ITD 值进行空气冷却系统的优化设计

(1) 冷却系统的主要影响因素。

1) 空气冷却器的散热面积和通风量的选择。确定空冷塔的尺寸和机力通风所需功率,散热面积越大,通风量(空冷塔的尺寸和机力通风所需功率)越小。

2) 最佳冷却水流量的选择。冷却水循环所需辅机功率和水力设备容量与空气的散热面积的影响正好相反。

3) 对于自然通风塔。选择散热器空气侧压降和风冷塔出口压降的最佳比例,即在散热器面积一定时,风冷塔高度与喉部直径之比的影响。

4) 对于机力通风塔。选择风机启动、停用和高速、低速运行的最佳程序。以确定在获得机组最大功率时(等于汽轮机功率—辅机消耗功率)相应大气温度下的最佳凝结水温度。

(2) 冷却系统主要价格方面的影响。

1) 对于典型的混合式凝汽器,具有自然通风塔的间接冷却系统主要设备的投资,可以给出下列百分比价格(包括安装费用)。混合式凝汽器为 3%;水力机械(循环水泵、水轮机和电动机)为 6%;阀门、管道为 $(6+3)\%$;储水箱(疏水)、输水泵为 1%;散热器(冷却三角)为 46%;自然通风塔壳体为 25%;土建工程、风塔基础为 5%;仪表和控制、电气设备为 5%;总计 100%。

2) 运行和性能折价。

水泵功率折价。

风机功率折价(只对机力通风用)。

最佳的间接空冷系统总投资是 ITD 的函数,呈抛物线状。空气(干)冷却汽轮机组最佳 ITD 的选择见图 10.2-15,图中给出的只是差价,运行费用差,即冷却水循环的能量消耗费用已经以投资方式加在其中,这一曲线还受所选汽轮机的影响。

5.1.2 汽轮机低压部分的优化设计

(1) 汽轮机的主要影响因素。

1) 最佳终端负荷、排汽环形面积的选择。

2) 末级叶片最佳叶片角度的选择。

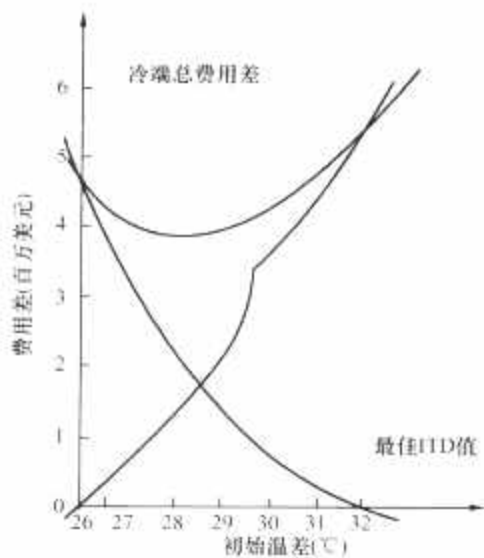


图 10.2-15 空气（干）冷却
汽轮机组最佳 ITD 的选择

上述两个因素将影响机组的限制点，即阻塞背压和最大允许背压、设计大气温度下的功率和机组的年度发电量。

(2) 汽轮机的主要投资因素需要把下列各项计算在内。

1) 在相同输入热量时，由于不同汽轮机的设计，其电能产量的差别或在相同发电量下的燃料量的节省。

2) 在设计大气温度下所出现的电功率的差别，这一差别确定了电力系统的尖峰负荷的要求。

3) 不同型号汽轮机设计的投资差（包括土建工程投资可能的差别）。

4) 超过最大允许背压所对应的大气温度时，汽轮机组的功率下降（如果发生）。

5.1.3 冷端优化的一些结论

绘制最佳汽轮机组设计和 ITD 值之间的投资差别，其中的汽轮机不是一条连续的曲线。曲线各区段之间相互交叉的原因是由于对应不同的 ITD 区段要求不同的汽轮机设计型号与之匹配，以达到最佳的效果，观察冷却系统和汽轮机的投资差，可求得总计投资差的最佳结论，它可以用来确定最佳的 ITD 值和最佳冷端设计。必须强调，这一最佳值仅仅适用于一套给定的经济条件。通常可以说，在 ITD 优化点附近 4°C 左右区段内，曲线相当平坦，ITD 值可以任意选取，对经济性不会产生严重的后果。当然，ITD 选择相差甚远，会影响投资的显著增大。

当比较自然通风和机力通风的差别时，可不考虑两者是否都是间接空冷，或者一为间接空冷，一为直接空冷，需要特别注意的是估价辅机功率消耗的差别。这一差别可能占到投资的 $10\%\sim 20\%$ ，对于相同的 ITD，自然通风较为有利。

依据上述经济条件和辅机的消耗功率，对于混合式凝汽器间接冷却系统的最佳 ITD 值范围，推荐为 $23\sim 33^{\circ}\text{C}$ 之间。对于表面式凝汽器间接冷却系统的最佳 ITD 值范围与冷凝器相同，由于凝汽器端差增大的原因，推荐为 $25\sim 35^{\circ}\text{C}$ 。对于直接空气冷却系统的最佳 ITD 值范围有显著加大，推荐为 $30\sim 42^{\circ}\text{C}$ 。

至此，介绍了 20 世纪 90 年代匈牙利 EGI 在冷端优化方面所做的工作，和我们上面为了夏季满发选取的 ITD 值并不矛盾。运行经验表明，混合式凝汽器和表面式凝汽器两者之间的端差几乎没有区别，因此，间接空气冷却汽轮机组 ITD 值的最佳范围统一以 $25\sim 35^{\circ}\text{C}$ 为宜。

5.2 南非肯塔尔电厂和山西阳城电厂的比较

南非 ESCOM 在肯达尔电厂筹建阶段并不事先对采用哪

种系统作出决定，而要求投标商在初投资、净供电量和运行费用等方面全面的比较。ESCOM 认为，空冷式机组与湿冷式机组不同，不能只按过去采用年循环水的平均温度一点进行设计，而应根据机组不同的年供电量（年利用小时）、机组性能和该地区的年度平均温度分布曲线，作出年总单位供电费用的比较。

认为肯达尔电厂 686MW 机组在年净供电量为 4140GWh 时，直接空冷和间接空冷的年总单位供电费用相同，小于此值，直接空冷有利；大于此值，间接空冷有利。ESCOM 对该电厂的年供电量要求为 4190GWh，因此采纳了间冷系统。

(1) 南非机组的运行温度区间较小，在 $6\sim 32^{\circ}\text{C}$ 之间，而我国在低温区域运行时间较长，图 10.2-16 是我国山西大同地区运行小时数和南非的比较。

(2) 南非直接空冷机组的阻塞背压在 $8.0\sim 10\text{kPa}$ 左右，间冷机组稍低，在大气温度 10°C 以下机组的供电功率几乎不再增加。顺便提到，马丁巴电厂直接空冷机组和肯达尔电厂间接空冷机组的设计背压相差很大，一为 19.8kPa ，另为 13.6kPa 。但是，两机组的末级叶片的排汽环形面积相差很小 ($4\times 4.30\text{m}^2$ 和 $4\times 4.46\text{m}^2$)，机组供电功率的性能曲线在通流设计技术相当的水平下，应该十分相似，因此，两种机组的比较，在年度平均供电量和上网电价不甚明确的情况下，很难作出判断。间接空冷机组的初投资较大，但运行中厂用电较小，马丁巴电厂一台机组空冷器的厂用电 $11\,000\text{kW}$ ，而肯达尔只有 3400kW ，需要详细的经济比较确定。

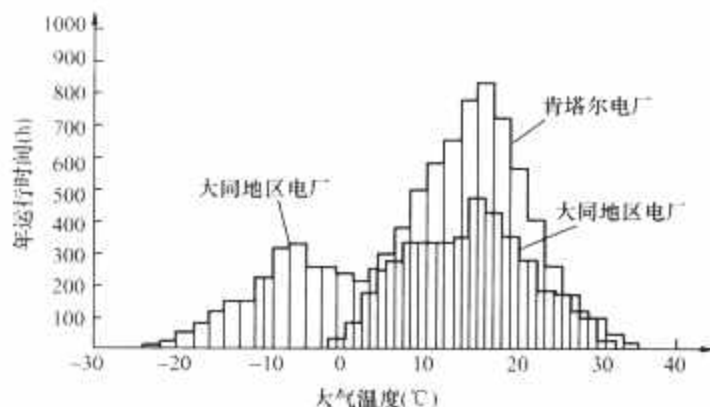


图 10.2-16 大气温度和机组发电年
利用小时分布的比较

在空冷系统中温度差的分布曲线见图 10.2-17。我国北方在低温区域运行时间较南非长，如果以 10°C 做分界线，南非在该温度以下所供电量约占全年电量的 15% ，选择此点以下不再有微增出力，并不可惜，而我国大同地区在 10°C 以下的电量约占 50% ，如果汽轮机的末级叶片选择恰当，降低机组的阻塞背压，应该可以获得较大的效益，应当尽力争取。问题可能发生在对过夏的担忧，在空冷机组的起步阶段，谨慎是必要的，但在近年来末级叶片气动计算和动应力测量结果的分析表明，该叶片在夏季高背压下的容积流量限制还有一定的空间，ALSTOM 在龙山电厂的 600MW 机组就采用了较长的末级叶片，不久将投产运行。值得一提的是山西阳城电厂的 600MW 机组，设计是间接空气冷却系统，但主机用的是哈尔滨的直接空气冷却机组，配的是表面式凝汽器；空气冷却器用的是匈牙利福哥型 (FORGO)，这种组合是十分新颖的，也给直接空冷和间接空冷机组的计算比较提供了一个很好的范例。

首先，机组必须保证夏季功率满发，不论是直接空冷机

组或间接空冷机组，需在寻求规定时段（例 40~100h）不满发的大气温度和与其对应的汽轮机背压。为了计算比较方便，我们假定限时 100h 不满发的大气温度为 32℃，汽轮机背压为 32kPa，对应排汽温度为 70.6℃，可用公式推算求取直接空冷器和间接空冷器的有效冷却面积比，并用图 10.2-17 求取两种情况的对数平均温度差的示例

$$LMTD = (ITD - \text{出口端温差}) / \ln(ITD / \text{出口端温差})$$

对于直接空冷机组

$$LMTD = [(70.6 - 32) - (68.6 - 58)] / \ln[(70.6 - 32) / (68.6 - 58)] = 21.66^\circ\text{C}$$

对于间接空冷机组（设循环水的温升为 13℃）

$$LMTD = [(55.6 - 32) - (68.6 - 58)] / \ln[(55.6 - 32) / (68.6 - 58)] = 16.24^\circ\text{C}$$

在求取两者的面积比时，应考虑传热系数的影响，主要是冷却管内侧的差别，直接空冷器的冷却介质是汽，间接空冷器是水，在外侧风速大体相同时，间接冷却的传热系数约为直接冷却的 1.2 倍，据此，可求取直接空冷器和间接空冷器的有效冷却面积比为 $21.66 / (16.24 \times 1.2) = 1.111$ 。

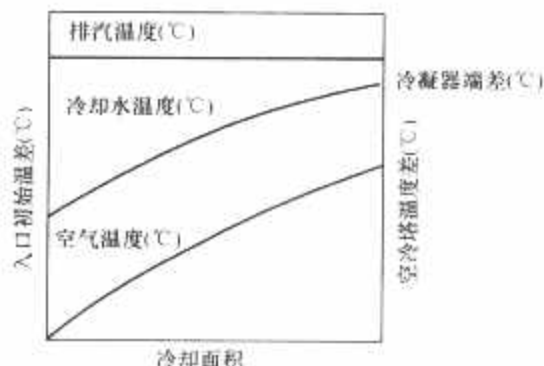


图 10.2-17 在空冷系统中温度差的分布曲线

如果循环水的温度升高 15℃，则间接空冷机组的对数平均温度差为 15.45℃，直接空冷器和间接空冷器的有效冷却面积比为 $21.66 / (15.45 \times 1.2) = 1.168$ 。

进一步计算可见，直接空冷和间接空冷机组当夏季所取初始温差相同时，其应配的冷却面积差将随着所取初始温差、凝汽器背压和循环水的温升取值不同而有所变化，大体在 110%~120%之间。

秋冬季节，随着大气温度的逐渐降低，凝汽器的背压也渐渐下降，排汽流速加大，直接空气冷却的汽轮机组的排气管道和空气冷却器的阻力加大，值得注意的是排气和配汽管道的阻力几乎占全部阻力的一半，因此，进入空冷器的温度下降，使直接冷却的空冷器的对数平均温度差下降较快；而间接冷却的空冷器，由于汽轮机循环水的质量很好，凝汽器的端差变化较小，尤其是双背压的机组，因间冷机组循环水的温升较常规湿冷机组取得更大，其端差变化更小，对空冷器的对数平均温度差影响较小，因此，间冷机组在秋冬季节有较低的背压，冬季越长，间冷机组的效益越好。这一分析与 GEA 最近提供的全负荷运行下各种冷却系统的性能（蒸汽系统的输入热量固定不变）图恰好吻合，如图 10.2-18 所示。由此可见，我国北方采用间冷机组比南非可取得较好的经济效益。对阳城电厂而言，由于主机用的是直冷机组，在最大连续出力时的阻塞背压为 7.5kPa，间接冷却空冷器即便可获得更低的背压，如肯塔尔电厂的 4.6kPa，也是无效背压。要想获得更多的效益，需要修改汽轮机的设计，也可将机组的初始温差 ITD 取值较小，使机组夏季背压较低，

凝结水温度小于 70℃，满足凝结水精处理投运所用树脂允许最高温度的要求，尤其是超临界机组锅炉，不允许排污，更有必要；也使冬季背压更低，运行效益更好。这一切，都需要作进一步的经济比较。

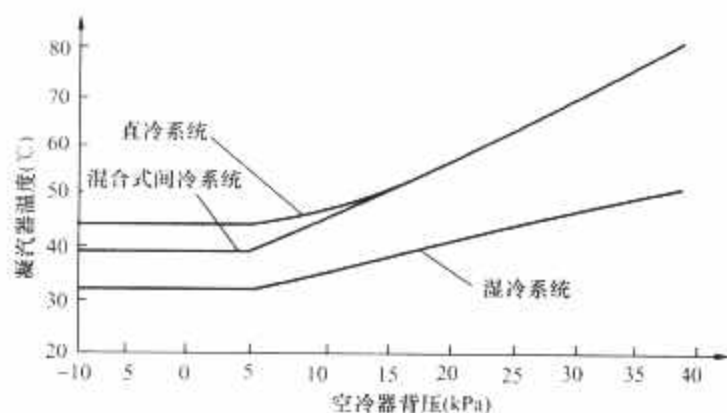


图 10.2-18 全负荷运行下各种冷却系统的性能（蒸汽系统的输入热量固定不变）

5.3 直接空冷机组和间接空冷机组的比较

至此，对于直接空冷和间接空冷机组的比较可作如下结果：

(1) 直接空冷系统的投资，在一般情况下比间接空冷要小，与夏季出力时的背压和初始温度差有关，若两者的初始温度差取值相差很大，其面积差可以达到 40%~60%；当夏季满出力时的背压和初始温度差相同时，两者配备的传热冷却面积直冷机组比间冷机组小约 15%~25%；若再考虑材质和传热系数的影响，如阳城电厂所取冷却面积与直冷机组相差很小。

(2) 直接空冷系统在防冻方面比间接空冷机组有较好的性能，直接空冷系统的冷却元件汽侧通道走的是汽，不像走水冰冻后体积膨胀使管子损坏，而是比较疏松；汽侧通道尤其是单排管，有较大的长宽比，即使结冰，其管壁也能随内部冰体膨胀而变圆，不会因此冻裂；再有，直接空气冷却器可增加逆流管束组合配比，风机停用或反转，都可有效防止冷却管的温度过低。

(3) 直接空冷系统排汽管道和冷却平台的设计和施工技术比较复杂，我国正组织设计、制造和运行单位联合研制和试验之中；空冷系统使用风机，厂用电较大，对大风特别是炉后风所引起热回流的影响十分敏感，电厂在运行中曾经几次因背压突然间增高而引发机组停机。

(4) 直接空冷系统的真空容积很大，是间接空冷系统的 5~6 倍，必须在施工过程中严格工艺要求，保证焊接质量，在工程结束前，必须单独隔离，进行严密性试验，达到制造厂标准；同时，选择较大的真空泵，满足在 1h 以内可将汽轮机组的整个真空系统从大气压状态抽到 10kPa 的要求。

(5) 间接冷却系统相对于直接空冷系统而言，冬季可以取得较低的背压，通常在 10℃ 以下就比较明显，这就使该型机组在我国北方的使用价值优于南非，不但具有节省厂用电的优势，而且还有因背压降低所得的无能耗微增出力的优势；如果采用表面式凝汽器的间接空冷系统，在冷却水中添加防冻剂，可取得降低背压和防止冰冻的双重效果；此外，间接冷却的空冷系统，当一台主机停用时，两系统可以并联运行，使机组的冷却水温有较大幅度的降低，获得更好的背压。

(6) 经过经济比较后，如果采用间接空冷系统，其主机应当修改设计，现有的直接冷却的空冷机组，因其阻塞背压较高，冬季不能充分发挥效益，调查表明，太原第二热电厂间接空冷机组冬季运行最低背压控制在 6.0kPa 上下，比直接空冷机组低 2~4kPa，这是很可观的数值。应该指出，太原的 200MW 机组仿效的是湿冷机组，末级叶片较长，为利用冬季天冷优势，间接空冷大机组的末级叶片必须在直接空冷机的基础上加长，同时也应保证夏季运行的安全，应有一定的空间。顺便指出，适当加大空冷器面积，降低夏季凝结水温度，也可保证化学精处理树脂不超温运行。

(7) 直接空冷系统和间接空冷系统是世界上干旱地区节水发电的两大体系，各有各的优势，很难比较清楚。再说每个系统内就有许多方面的优化工作要做，只有针对工程实际，做出各个优化方案后，才能作出精确的经济比较。我国各大设计院最近几年这方面的工作刚刚起步，这里只是编者的一些看法，供读者参考。

关于带混合式凝汽器的空气冷却系统和带表面式凝汽器的空气冷却系统的比较，首先应当肯定，两种系统都是十分可靠的设备，都有丰富的运行经验，而且冷却器元件可以互相更换，阳城电厂就是一例，因此，这种比较，只能结合产品实际，以 GEA 的 EGI 铝制福哥型 (FORGO) 空冷器和 SPX 的巴克杜尔钢制空冷器为例比较，比较结果列于表 10.2-7，供作设备选型时参考。

表 10.2-7 混合式与表面式凝汽器的冷却系统比较表			
序号	项目	间接空冷凝汽器	
		混合式	表面式
1	材质和投资	铝制，重量轻，总价便宜	钢制，较贵
2	冷却回路水质	冷却水和给水混合，要求水处理设备复杂	冷却水和给水分别是独立系统，和常规电厂同
3	循环水泵	大容量凝结水泵	普通循环水泵
4	循环水能量回收	需设置水轮发电机	不需要
5	冷却水压力	设旁路调节阀	不设调节阀，平稳
6	凝结水含氧量	易剧烈增高	和一般凝汽器相同
7	多级背压可能性	设计很困难，需两级除氧	简易可行
8	凝汽器端差	理论上可达 0℃，国内实际 0.5~3℃	可达到<2℃
9	管与板连接方式	密封胀圈，易损坏	焊接，不需更换
10	冷却塔内布置方式	沿自然通风冷却塔进口周围布置，有利于烟塔合一，塔稍低	自然通风冷却塔内高位布置
11	停用时的保护	不需要	充氮
12	冷却器清洗水压	5.0~6.0MPa	约 12.0MPa

第 3 章 空冷机组汽轮机的技术特点

1 空冷机组汽轮机及其特点

与常规湿冷机组汽轮机相比，由于空冷机组汽轮机的冷却方式不同，因此具有如下特点：

- (1) 背压高，同样环境温度条件下空冷机组汽轮机背压约为湿冷机组汽轮机的 2~3 倍。
- (2) 背压变化范围大且频繁。
- (3) 热经济性较差，与湿冷机组汽轮机相比，年平均供电煤耗约增加 3%~7%。
- (4) 汽轮机末端设计特殊，由于空冷机组汽轮机背压变化范围大且频繁，对汽轮机末端设计影响很大，使末级叶片、低压缸、轴承等的设计及背压保护方式明显不同于湿冷机组汽轮机。

2 空冷机组汽轮机的结构特点

空冷机组汽轮机的背压变化与湿冷机组汽轮机有着明显的差别，不同冷却系统之间的背压变化范围比较见表 10.3-1，从表中可以看出，由于空冷机组汽轮机的设计背压约为湿冷机组汽轮机的 2~3 倍，导致汽轮机的有效焓降降低约 5%~8%，机组热效率降低约 3%~5%，排汽容积流量约为湿冷机组的 1/2~1/3，因此带来了空冷机组汽轮机不同的结构特点。其主要表现在，通流结构的不同、末级叶片的不同、低压缸和低压轴承设计的不同、低压排汽结构的不同、回热系统的不同等。

表 10.3-1 不同冷却系统之间的背压变化范围比较

冷却系统	冷却系统类型	设计大气温度 (湿冷为设计水温) (℃)	设计背压 (kPa)	背压变化 大致范围 (kPa)
空冷系统	直冷系统	13	13~17	8~35
	间冷系统	混合式	13	8~12
		表面式	13	8~12
湿冷系统	开式循环	15	4	3~9
	二次闭式循环	20	5.4	4~12

2.1 通流结构的变化

汽轮机的通流设计必须与锅炉匹配和空冷系统的优化设计相结合。空冷机组汽轮机的通流设计通常有两种模式：一是沿用同类型湿冷机组汽轮机的高、中压模块，仅改变低压通流的设计，不改变汽轮机的进汽量，汽轮机的出力比湿冷机组有所降低，这种配置不改变锅炉及所有辅机的容量；二是考虑到空冷机组汽轮机背压变化对出力的影响，加大高、中压缸的通流能力以补偿因高背压引起的出力下降，这种配置势必加大锅炉的容量及辅机的配套容量。

空冷机组汽轮机通流设计，必须根据不同电站的不同气象环境条件、不同冷却方式和不同负荷模式进行优化。

2.2 末级动叶片

空冷机组汽轮机的低压通流必须根据不同环境条件下优

化的背压进行设计，其中末级动叶片的设计变化最大，也最为关键。空冷机组汽轮机的末级动叶片具有以下主要结构特点。

- (1) 外形短宽粗壮，具有高刚度和高强度，一般空冷机组汽轮机末级叶片的根部轴向宽度至少要达到同等长度的常规汽轮机末级动叶片的 1.6~2.0 倍。
- (2) 采用高强度及阻尼系数大的材料，以提高其在鼓风工况下承受动应力的能力，改善抗震性能。
- (3) 采用高阻尼连接设计，如采用整圈松拉筋或具有子午面流线型的翼形拉筋（鳍片形拉筋）和叶顶咬合式围带。翼形拉筋之间静装配时留有一定量的间隙，咬合式围带装配时，保持小量的装配过盈或间隙，冲转后在离心力作用下叶片产生扭转恢复，使间隙变小。随着转速提高，间隙消失并逐渐产生接触应力，到额定转速时接触应力增长到它的额定值，从而大大提高了末级叶片的整体刚度与机械阻尼，改善了振动性能，并成倍地降低了动应力。
- (4) 叶根设计采用刚度大、应力集中小的枞树型或用圆锥销固定的多叉型叶根。

2.3 低压缸结构

由于空冷机组汽轮机背压变化范围大且变化频繁，所以末级叶片比湿冷机组汽轮机的末级叶片短，相应的排汽温度变化幅度也大，低压缸的垂直膨胀量也大。汽缸的受力情况很复杂，为避免刚体的变形，必须保证低压缸具有足够的强度，同时为满足机组轴系稳定性和机组经济性的要求，排汽缸必须重新进行优化设计。

2.4 低压轴承和低压汽封

为了保证机组的轴系振动满足设计要求，低压轴承一般采用落地轴承座或半落地的设计方案，考虑到轴系的稳定性，落地轴承在空冷机组汽轮机尤其是在直接空冷机组汽轮机的设计中采用普遍。如低压轴承不落地，则必须尽量减少低压缸在台板上的设计支撑标高与转子中心线之间的距离，以减少热膨胀变化对轴承中心标高的影响，而且应把刚性联轴改为半挠性结构。

采用落地轴承，可减少汽缸热膨胀给轴系带来的影响，提高轴系稳定性，但必须仔细考虑汽缸支撑和低压汽封的关系，通常将低压轴封一端与低压轴承箱刚性连接，另一端与低压缸柔性连接（或采用既能在径向、轴向允许有小范围的位移，又能保持密封的结构），同时应适当加大低压端隔板汽封的间隙或预留底部间隙，以避免排汽温度升高而引起碰磨。

低压轴承是否采取落地结构，应根据具体情况在保证机组运行安全可靠的前提下确定。目前我国新设计的直接空冷机组汽轮机广泛采用了落地轴承结构。

2.5 喷水系统

空冷机组汽轮机在高背压、低负荷、启动和带厂用电等恶劣工况运行时，如果末级排汽容积流量小，末级叶片鼓风

发热严重,造成排汽温度异常升高,就需要重新设计并配备更大容量的高效喷水装置。

2.6 低压排汽结构

间接空冷机组汽轮机的排汽与湿冷机组汽轮机类似,排汽直接从汽缸排入凝汽器,只是表面式凝汽器与混合式凝汽器的设计有所不同。直接空冷机组汽轮机由于排汽管道尺寸较大,管道对汽轮机的反作用力也很大,必须通过合理布置以保证机组的安全运行。我国的直接空冷机组汽轮机普遍采用了排汽装置。

2.6.1 直接空冷机组汽轮机的排汽装置

直接空冷机组汽轮机的排汽直接排入空气冷却凝汽器,在汽轮机排汽口和排汽管之间布置一个排汽装置是国内普遍采用且已成熟的结构,排汽装置的简图见图 10.3-1。

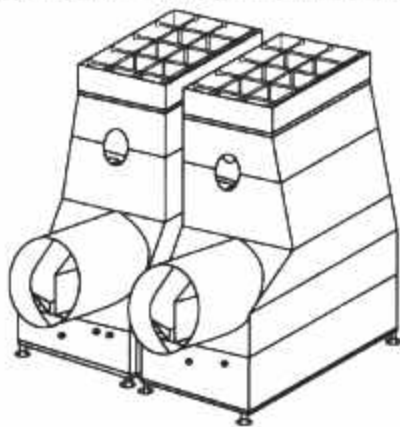


图 10.3-1 排汽装置简图

(1) 用途。排汽装置是连接汽轮机低压缸与空冷凝汽器的一个重要设备,其主要的功能如下:

1) 将汽轮机低压缸的排汽导入布置于空冷塔内的空冷凝汽器。

2) 布置低压加热器、三级减温减压器,引出抽汽管道、低压缸供汽、漏气管道,设置疏水膨胀箱、凝结水热井。

3) 接纳空冷凝汽器来的凝结水,汽轮机本体疏水、汽轮机旁路蒸汽、汽轮机汽封溢流蒸汽、主蒸汽管排汽和高排通风阀排汽、高压加热器正常疏水和事故疏水,除氧器溢流放水和凝结水泵再循环水、化学补给水及其他杂项疏水等。凝结水箱将采取适当的措施对凝结水和化学补给水进行预除氧,并降低来自空冷凝汽器凝结水的过冷度。

4) 承受来自空冷凝汽器及管道的力和力矩。

5) 吸收运行时的热膨胀,保护低压缸。

(2) 结构。对于排汽缸和排汽装置为柔性连接结构时由以下几个部件组成:

1) 不锈钢波形膨胀节。在低压缸与排汽装置中间,采用了不锈钢波形膨胀节以吸收机组运行时由于热和外力原因产生的力和位移,以保证汽轮机低压缸不受外界影响,保证机组能正常安全运行。

2) 接颈。排汽装置接颈四周由厚端板拼焊而成,内部用一定数量的构件组成桁架支撑,因此整个接颈的刚性很好。接颈上布置有低压加热器、三级减温减压器等。抽汽管道、轴封漏气及供汽管道布置于直接接颈或从接颈壳壁引出。在接颈内采用不锈钢保温罩对上述管道进行保温设计。

3) 三级减温减压器布置于接颈或排汽管道上,其中心标高比低压加热器标高低。旁路高参数蒸汽进入排汽装置时,为了保护机组和空冷凝汽器,对旁路进来的蒸汽进行减温减压。

4) 壳体。壳体由厚钢板拼焊而成,内部有构件支撑,且要有足够的刚度。壳体内部有导流板,使蒸汽经排汽管流向空冷凝汽器入口,以减少排汽装置内部的汽阻。壳体下部为热井,凝结水出口设置在壳体热井底部,凝结水管出口处设置了滤网和消涡装置,以防止杂物进入管道中。在接颈与壳体上均设有带盖板的人孔,以便于检修。

排汽装置两侧设有一体化疏水膨胀箱,汽轮机侧为本体疏水膨胀箱,接受汽轮机本体疏水。电动机侧为事故疏水膨胀箱,接受高、低压加热器事故疏水。

为了对排汽装置热井水位进行显示与监测,在热井侧配置有水位计、平衡容器和水位开关等。排汽装置下部位刚性支撑,壳体底部设有限位装置,该限位装置的作用是与排汽装置固定支座一起承受蒸汽出口处的接管推力及力矩。考虑到排汽装置运行时随热负荷变化产生的自身膨胀,在排汽装置底部设有滑动支座。正常运行时,排汽装置承受的浮力以及在停机时排汽装置向下的重力都由滑动支座来承受。

灌水试验时,在排汽装置底部设有临时支座,试验完成后,临时支座可以根据现场实际情况保留或去除。

还有一种排汽缸和排汽装置刚性连接的结构,凝汽器壳体的胀缩由底部弹簧支撑补偿。

2.6.2 间接空冷机组汽轮机的排汽结构

2.6.2.1 采用喷射式混合型凝汽器

汽轮机排汽进入喷射式凝汽器,与喷入的冷却水直接接触而进行热交换,排汽所凝结成的凝结水与冷却水混合在一起由凝汽器底部的水箱(热井)引出。一部分凝结水(约2%)由凝结水泵送往锅炉,其余凝结水(约98%)由循环水泵送入位于干冷塔底部周围的空气冷却器。

喷射式凝汽器比电厂常规使用的表面式凝汽器优越,它不仅没有冷却铜管,而且结构简单、设备尺寸小、造价低,还具有热交换效率高、传热温度端差小等热力学方面的优点。同时由于没有铜管,也就不需要胶球清洗装置和循环水的处理装置等辅助设备,而且运行、维护的工作量也大大减少。膜式喷水凝汽器见图 10.3-2。

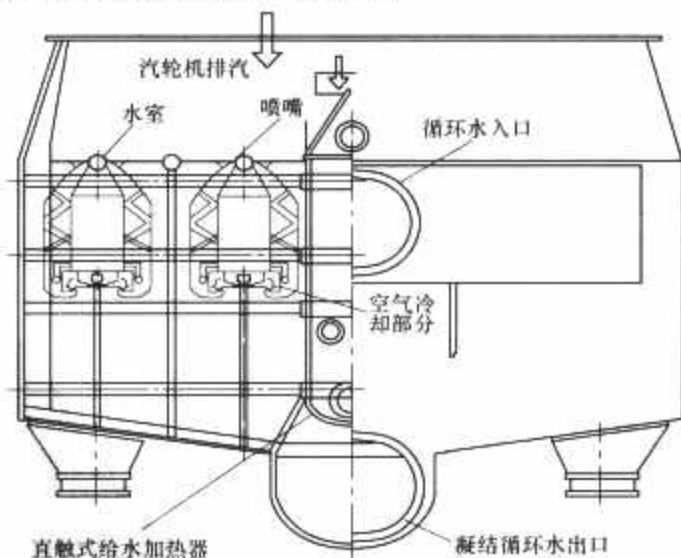


图 10.3-2 膜式喷水凝汽器

就喷射式凝汽器本身来说,它是一种混合式热交换器,没有什么新颖的东西。而薄膜型喷射式凝汽器之所以有其独特之处,还在于它所喷射的液体不像通常的成雾状水珠,而是形成极薄的水膜,蒸汽平行地流过一定数量的水膜与水膜之间的通道,与水膜表面进行热交换,以达到较高的传热效率和较小的蒸汽阻力。

水室是用来分配水流的,为了减小蒸汽侧压力损失,水室做成楔形,在水室两侧壁上各设置6排(竖向)呈交叉布

置的薄膜式喷嘴,每个喷嘴在水平方向有两个 $\phi 13$ 或 $\phi 15$ 的喷水孔,喷嘴的两侧有竖向挡板,水在 $1.5\text{mH}_2\text{O}$ 的压力下喷射在挡板上,形成两股垂直极薄的水膜与蒸汽接触进行热交换,薄膜沿程被加热,在距喷嘴约 500mm 处水膜的温度可达到排汽温度,使流过水膜的蒸汽凝结成水,排汽流过这些平行的垂直薄膜阻力很小,脱氧容易。所以传热端差几乎接近于零,具有很好的传热效果。

水室的下部为淋水盘式的空气抽出区,这些淋水盘一般用不锈钢板制作,在该区内利用 $5\%\sim 8\%$ 蒸汽和漏入凝汽器的空气,在由下而上流程中经三次与冷却水以淋水方式接触传热,使剩余的蒸汽继续凝结。不能凝结的空气最后进入抽气腔室口,由抽气器将其抽出。这种淋水盘式的通道,不但能使剩余的蒸汽凝结,还具有除氧作用。

凝汽器的最下部为水箱,它要有足够的容积。对于海勒空冷系统,要求凝汽器的水箱容积能足够贮存一个扇形段空气冷却器的水容积。

喷射式凝汽器的热力计算的步骤不同于国内常规的表面式凝汽器的计算程序。通常在进行表面式凝汽器的热力计算时,已知凝汽器的热负荷(即汽轮机的排热量)和设计进水温度,选用恰当的循环水量来确定凝汽器的传热面积。而喷射式凝汽器的热力计算是已知凝汽器的热负荷和设计进水温度的条件。循环冷却水量在空冷系统空冷塔的优化计算中已经确定,喷射式凝汽器中喷嘴的喷水量是定数,喷嘴数量也随之确定,这样总的水膜表面积也就是确定的。换句话说,传热面积是已知的,热力计算的结果是确定喷射式凝汽器的传热端差是否满足在 $0.2\sim 0.5^\circ\text{C}$ 以下。

2.6.2.2 采用表面式凝汽器

该系统与常规的湿冷系统基本相同,不同之处是用空冷塔代替湿冷塔,用除盐水代替循环水,凝汽器采用不锈钢管代替钢管,用密闭式循环冷却水系统代替敞开式循环冷却水系统。

3 空冷机组汽轮机的设计要点

空冷机组汽轮机的初参数(初压、初温、再热温度)与湿冷机组汽轮机的初参数基本相同,所不同的是汽轮机末端参数的变化。考虑到末端参数变化所带来的影响,空冷机组汽轮机的设计必须考虑其功率和参数的匹配、背压的选取、末级叶片的设计、低压缸和轴承的设计、回热系统选取等不同之处,才能保证空冷机组的经济和安全可靠运行。

3.1 空冷机组汽轮机设计条件分析

3.1.1 高背压

空冷机组设计背压约为湿冷机组的 $2\sim 3$ 倍;机组总焓降减少 $80\sim 120\text{kJ/kg}$,约占总焓降的 $5\%\sim 8\%$;汽轮机热耗率增大,机组热效率降低约 $3\%\sim 5\%$;排汽容积流量约为湿冷机组的 $1/2\sim 1/3$,减少一半以上;因此,末级叶片较短,要达到与湿冷机组相同的额定功率,新汽流量应增加约 $3\%\sim 5\%$ 。

高背压使末级湿度降低,中间再热机组的末级排汽湿度约为 8% ,空冷机组降低到 $2\%\sim 4\%$,威尔逊区(即干湿过渡区)由次末级转移到末级,使末级水蚀缓解,但积盐侵蚀加大,抗交变应力能力减弱。

3.1.2 末级变工况幅度大

空冷机组背压对大气温度变化敏感,大气温度增减 1°C ,排汽温度也大致增减 1°C ,背压则平均增减约 5% 。因

此在一天之内变工况范围很大,冬季夜间与夏季白天工况变化范围更大,由此引起以下几个问题。

(1) 小容积流量工况,高背压低负荷时趋于突出。它不仅使级效率急剧下降,同时还派生出两个安全性问题,即末级动叶片动应力增大及排汽缸温度急剧升高。背压升高时容积流量减小,使动应力迅速向较高的峰值逼近,如强度设计不周或对工况不做限制,动应力有可能大到足以使叶片发生瞬时破坏,发生末级叶片颤振破坏。可见空冷机组小容积流量工况比湿冷调峰、湿冷供热机组背压小容积流量工况性质更严重,应予重点解决。排汽温度高且变化幅度大的原因很多,个别恶劣工况排汽温度可达 150°C 以上,因此必须考虑热膨胀与热变形的问题。

(2) 大容积流量工况,在低背压高负荷情况下发生,末级处于大焓降大流量下,静弯应力增加。末级动叶片最大静弯应力出现在最大流量下的阻塞背压工况下。

(3) 威尔逊区扩大,设计工况下末级处于此区,高背压低负荷下此区消失,低背压高负荷下次末级可能进入此区。在此区运行叶片表面因易积盐腐蚀而出现凹坑,从而降低了抗交变应力的能力。

3.2 空冷机组汽轮机末端排汽参数的确定

空冷机组汽轮机末端排汽的凝结水温度与大气干球温度密切相关,当大气干球温度变化 40°C 时,凝结水温度变化也近 40°C ,因此,空冷机组汽轮机的设计必须充分考虑气温和环境条件。

3.2.1 设计大气温度的确定

空冷机组汽轮机的设计背压及空冷系统设计的依据是大气干球温度,即所谓设计大气温度,目前设计温度尚没有统一的确定规范,常见的有以下两种方法。

(1) 将典型年的气温按小时从低到高排列,从低温累积到 6000h 时,所对应的气温确定为设计大气温度。这种方法目前较普遍的采用。

(2) 根据空冷电站地区、典型年小时气温统计气象表绘制出气温小时历时曲线。该曲线将与横坐标所夹面积为当年气温小时总面积的 $1/2$ 处所对应的气温值确定为设计气温。

3.2.2 初始温差 ITD 的优选和确定

初始温差 ITD 是指凝结水温度与大气干球温度之差,对于间接空冷机组汽轮机为进空冷塔的热气温度 t_k' 与环境大气干球温度 t_a 之差,对于直接空冷机组汽轮机为进空气冷却凝汽器的入口饱和蒸汽温度 t_k' 与环境大气干球温度 t_a 之差。此值与机组的热耗值、空冷系统的大小与投资密切相关。ITD 值的大小不仅直接影响空冷塔散热器面积的大小和投资,而且还影响汽轮机制造成本、热耗和运行费用。一般情况下,ITD 越大,则散热器面积和冷却塔体积越小,空冷系统投资越少,背压越高,汽轮机造价越低,但热耗越高,汽轮机经济性越差。反之,ITD 越小,则散热器面积和冷却塔体积越大,空冷系统投资越大,背压越低,汽轮机造价增高,但热耗降低,汽轮机经济性较好。由此可知,ITD 值得取得过高或过低均不经济,而是存在一个最佳 ITD 值,使得机组综合技术经济性最佳,所以应通过综合优化来确定最佳的 ITD 取值,常规的取值范围如下:

间接空冷 ITD= $25\sim 30^\circ\text{C}$;

直接空冷 ITD= $30\sim 42^\circ\text{C}$ 。

某些典型的空冷机组电厂 ITD 取值情况见表 10.3-2。

表 10.3-2 某些典型的空冷式汽轮机组 ITD 取值情况

电厂名称	国家	机组功率 (MW)	空冷系统	初始端差 ITD (°C)
Wyodak	美国	330	直冷式	41.7
Utrillas	西班牙	150	直冷式	34
Matimba	南非	665	直冷式	39.7
Volsswagen	德国	48	直冷式	38.4
Gyongyos	匈牙利	210	间冷、混合式	25.9
Razdan	亚美尼亚	220	间冷、混合式	30
山西大同二厂	中国	200	间冷、混合式	25.6
Kendal	南非	686	间冷、表面式	34.1
Schmehausen	德国	300	间冷、表面式	27

3.2.3 空冷机组汽轮机设计背压的确定

在设计大气温度和初始端差确定之后，就可以确定空冷机组汽轮机的设计排汽温度 t_k ，从而确定其设计背压 P_k

$$t_k = t_a + ITD + \delta_i$$

其中 $\delta_i = t_k - t_k^f$

δ_i 对于间冷系统为凝汽器端差，一般取 2~4℃。 δ_i 升降 1℃与 ITD 升降 1℃的影响效果一样，其最佳值比湿冷机组低。

δ_i 对于直接空冷系统为汽轮机排汽压力至空气凝汽器入口压力间压损所对应的饱和温度差，一般取 1.5~3℃。

空冷机组汽轮机设计背压为设计排汽温度对应的饱和压力。某间接空冷机组和直接空冷机组汽轮机设计背压见表 10.3-3。

表 10.3-3 某间接空冷机组和直接空冷机组汽轮机设计背压

机型	设计气温 t_a (°C)	初始端差 ITD (°C)	凝汽器端差 δ_i (°C)	排汽温度 t_k (°C)	设计背压 p_k (MPa)
间接空冷式 300MW 汽轮机	15	30	2.9	47.9	0.010 78
直接空冷式 300MW 汽轮机	15	38	2.6	55.6	0.015 68

3.3 空冷机组汽轮机的典型设计工况

(1) 汽轮机铭牌进汽量和汽轮机能力工况。对于湿冷机组汽轮机其铭牌工况有明确的规定，通常为进汽参数额定，背压 11.8kPa，补水率 3%，回热系统正常，汽轮机发出额定功率，此时的进汽量为汽轮机的铭牌进汽量，一般锅炉的最大连续 (BMCR) 蒸发量为湿冷汽轮机铭牌进汽量的 1.03~1.05 倍。对于空冷机组汽轮机，由于夏季环境温度很高，汽轮机的实际运行背压也就很高，若要求夏季也要达到完全满发，则末级叶片的设计高度就会受到限制，冬季低背压条件下的经济性就会降低，锅炉及汽轮机系统的匹配也会相应增加。因此，应在汽轮机设计时兼顾冬季出力和机组的度夏能力，保证汽轮机的年平均出力而尽可能少地改变与湿冷机组汽轮机一样的锅炉和系统配置。因此，通常在汽轮机进汽参数额定，汽轮机铭牌进汽量，汽轮机发出铭牌功率，补水率 3% 时，由汽轮机厂优化计算来确定满发背压。

(2) 额定工况 (THA)。进汽参数额定，设计背压，补水率 0%，回热系统正常，汽轮机功率为额定功率。

(3) 汽轮机最大连续工况 (TMCR 工况)。进汽参数额定，汽轮机铭牌进汽量，补水率 0%，设计背压，由汽轮机厂确定保证最大连续出力。

(4) 阀门全开工况 (VWO 工况)。进汽参数额定，进汽量为汽轮机铭牌进汽量的 1.05 倍，补水率 0%，设计背压，由汽轮机厂计算汽轮机出力。

(5) 阻塞背压工况。进汽参数额定，进汽量为汽轮机铭牌进汽量，补水率 0%，由汽轮机厂确定阻塞背压和汽轮机功率。

根据所确定的背压和工况条件，对汽轮机的高、中、低压通流及结构进行优化设计，通过结构的优化来保证汽轮机的效率，需重点考虑低压通流尤其是末级叶片的设计和低压排汽缸的结构设计，然后对机组轴系进行计算，以确保机组运行的安全可靠。

校核主汽门和高、中压调节汽门的通流能力，进行回热系统的优化。

3.4 回热系统的优化

空冷机组汽轮机设有回热系统，其主要功能是，将部分做过功的蒸汽抽出用于提高给水温度，使冷源损失降低，热能的利用率得到提高。同时与没有回热抽汽的基本循环相比，采用给水回热后，可使汽轮机的进汽量增加而排汽量减少，有利于提高汽轮机高压部分的效率和降低末级叶片的负荷而延长寿命。但是回热级数并不是越多越好，对于具体电站项目来说，采用几级回热抽汽，应根据投资、收益及整个电站布置的可行性等进行综合分析优化来确定。通常当设计背压提高到使整机焓降减少不超过末级焓降 1/2~2/3 时，低压通流级数可以不变；当设计背压提高使整机焓降减少接近或超过末级焓降时，则应减少一级，同时低压加热器也应减少一级。

回热系统的优化与电站布置密切相关，应通过优化尽可能降低抽汽管道的损失，从而进一步提高整个系统的经济性。

3.5 空冷机组汽轮机与锅炉、发电机的匹配

机、炉、电的匹配应以汽轮机为中心，首先确定汽轮机的技术条件，并给出各工况的定义，在确定最大进汽量和通流能力之后再确定机、炉、电的匹配关系。

3.5.1 机、炉、电匹配方式

与湿冷机组汽轮机不同，空冷机组汽轮机背压与大气干球温度有关，随环境温度变化频繁，背压也就处于频繁变运行状态，特别是在夏季干球温度可能超过 40℃，为深度变背压运行，因此，空冷机组汽轮机与锅炉、发电机的匹配应考虑空冷机组的特点。空冷机组机、炉、电的匹配有以下两种方式：

(1) 按相同参数的湿冷机组配置相同容量。空冷机组汽轮机由于背压较高，当主蒸汽参数相同时，由于总焓降减少了，如果欲达到湿冷机组同等级的容量，并在全年任何气温对应的背压下都能发出额定功率，必须加大高中压通流部分的面积、增加汽轮机进汽量，这样势必带来锅炉 BMCR 容量以及配套辅机容量的增大。分析论证表明，因为空冷机组背压与大气干球温度有关，一年四季干球温度变化比较大，夏季干球温度可能超过 40℃，如果空冷机组也与湿冷机组一样要求一年四季都要求发足额定功率，则代价太高了。这种配置方法不经济，因此国内外都很少使用。

(2) 降低机组容量。常用的办法是，以性能较好的湿冷

机组汽轮机为基础，进汽参数、进汽量基本不变，采用先进的全三维气动技术来设计高、中、低压通流部分，高中压通流基本不变，采用落地轴承座，对低压缸和末级叶片进行重新设计。这种方式下，汽轮机、锅炉辅机以及热力系统基本与湿冷机组通用，全年能保证 6000h 以上发足额定功率，冬季能超发，夏季不满发，约小于 10%。国外大功率空冷机组汽轮机一般采用这种方式，目前我国均采用这种配置方式。

3.5.2 机、炉、电的匹配原则

(1) 锅炉最大连续出力 BMCR 应与汽轮机阀门全开工况 (VWO) 相匹配，并应有一定的裕量。

(2) 发电机常和阻塞背压工况匹配，也可与汽轮机 TMCR 工况匹配。发电机容量与汽轮机 TMCR 工况功率相匹配时，发电机氢压、功率因数等条件全部额定。

3.6 典型 300MW 级和 600MW 级空冷机组汽轮机的参数

典型 300MW 级和 600MW 级空冷机组汽轮机技术参数汇总见表 10.3-4 和表 10.3-5。

表 10.3-4 典型 300MW 级空冷机组汽轮机技术参数汇总表

电厂名称		漳泽三期	榆社二期	古交一期	甘谷技改
机组容量	MW	300	300	300	310
空冷形式		直冷式	直冷式	直冷式	直冷式
设计气温	℃	17	16	17	
汽轮机结构		二缸二排汽	二缸二排汽	二缸二排汽	三缸二排汽
回热级数		7	7	7	7
末级叶高度	mm	620	665	645	648
末级叶根径	mm	1700	1457	1676.4	1500
排汽环形面积	m ²	4.52	4.43	4.7	4.37
铭牌进汽量	t/h	1005	1003	1005	993
VWO 进汽量	t/h	1055	1053	1065	1025
汽轮机裕度	%	5	5	5.9	3.2
THA 进汽量		925	932	944	920
汽轮机热耗率	kJ/kWh	8120	8155	8228	8119
VWO 功率	MW	333	333	332	340
TMCR 功率	MW	320	319	316	331
阻塞背压功率	MW	325	324.9	322	335
阻塞背压气温	℃	17	16	17	
设计工况背压	kPa	15	16	15	14.6
设计工况气温	℃	32		32	
满发工况背压	kPa	34	34	27.5 (32.5)	47.3
阻塞背压	kPa	7	7.6	6.96	7.2
报警背压	kPa	60	55	45	60
跳闸背压	kPa	65	65	55	65
锅炉 BMCR	t/h	1045	1053	1045	1025
机组裕度	%	4	5	4	3.2

表 10.3-5 典型 600MW 级空冷机组
汽轮机技术参数汇总表

电厂名称		运城电厂	柳林电厂	托克托三期	龙山一期
机组容量	MW	600	600	600	600
空冷形式		直冷式	直冷式	直冷式	直冷式
设计气温	℃	20	17		
汽轮机结构		三缸四排汽	三缸四排汽	四缸四排汽	三缸四排汽
回热级数		7	7		7
末级叶高度	mm	620	665	766	661
末级叶根径	mm	1700	1457	1420	1676.4
排汽环形面积	m ²	4.52	4.51	5.26	4.85
铭牌进汽量	t/h	2014	1994	2007	2010
VWO 进汽量	t/h	2080	2093	2108	2070
汽轮机裕度	%	3.3	5	5	3
THA 进汽量	t/h	1865	1839	1844	1876
汽轮机热耗率	kJ/kWh	8166	8064	8080	8164
VWO 功率	MW	659	667	672	650
TMCR 功率	MW	643	642	645	635
阻塞背压功率	MW	659	650	660	646
阻塞背压气温	℃	20			
设计工况背压	kPa	18	15	16	13.8
设计工况气温	℃				
满发工况背压	kPa	35	35	35	30
阻塞背压	kPa	7.16	7.55	8	6
报警背压	kPa	60	60	70	60
跳闸背压	kPa	65	80	75	80
锅炉 BMCR	t/h	2080	2080	2108	2070
机组裕度	%	3.3	4	5	3

4 背压设计及背压保护

4.1 空冷机组汽轮机背压设计

空冷机组汽轮机冷端优化涉及设计气温 t_a 、设计背压 P_k (额定背压)、最佳初始端差 ITD、最佳凝汽器端差 δ_i 和最佳末叶高度 L_d 的综合优选，优化目标是使发电综合成本最低。

4.1.1 额定设计背压的确定

汽轮机在额定工况进汽流量下排出的饱和蒸汽温度 t_k ，用下面关系式确定

$$t_k = t_a + ITD + \delta_i$$

式中： t_a 为大气干球温度，可以用 6000h 选取法确定；ITD 为初始设计温差； δ_i 为凝汽器端差； t_k 所对应的背压为空冷机组汽轮机额定设计背压。

当空冷机组汽轮机为额定进汽量、额定初参数时，对于喷嘴调节的机组，除过负荷阀外，其他阀门全开。例如，整机有 4 个调节阀，其中 3 个阀门全开 (3 阀点) 达到额定负荷，该工况是机组效率、热耗率 (经济性) 的验收工况。

4.1.2 阻塞背压

空冷机组汽轮机末级叶片通道最小截面 (喉部) 一旦达

到音速,此时再降低背压则该截面上游工况将维持不变,变工况只局限于下游,此时若进入空冷机组汽轮机的蒸汽流量保持不变,而排汽缸出口压力继续下降,排汽只能在末级动叶出口喉部后的斜切部分继续膨胀,当末级动叶出口轴向速度达到音速时,就是末级动叶斜切部分膨胀用尽的工况,此时级功率达到最大,微增功率达到极限值;当排汽压力再降低时,微增功率不再增加,该点的排汽压力定义为阻塞背压。

大气干球温度低于阻塞工况点所对应的大气温度为无效低温,从空冷系统防冻需要考虑,间接空冷机组可关闭部分百叶窗,直接空冷机组可关闭部分轴流风机,以维持背压不随气温下降而下降,使机组背压调整到阻塞背压附近运行。

末级阻塞工况的气动计算,根据气动力学、连续方程,末级排汽的轴向速度为

$$C_a = Gvk/3600A$$

式中: C_a 为出口轴向速度, m/s; A 为环状排汽面积, m^2 ; Gvk 为排汽容积流量, m^3/h ; 相应的排汽口轴向马赫数为 $Mc_a = C_a/a$, 这里 a 为当地音速 m/s。

4.1.3 铭牌工况背压

空冷机组是用夏季最高大气温度来换算夏季运行的高背压值,在这个背压下,空冷机组汽轮机要保证能发出铭牌功率(额定功率)。根据我国西北大部分地区气象统计,夏季最高气温多数地区在 $30\sim 35^\circ\text{C}$ 之间,因此建议夏季设计为高背压,对间接空冷机组为 $25\sim 30\text{kPa}$ (a),对直接空冷机组为 $30\sim 35\text{kPa}$ (a),也可以像湿冷机组那样,统一用 30kPa (a) 为夏季设计高背压。

4.1.4 最高满发背压

根据 DL 5000—2000《火力发电厂设计技术规程》汽轮机调节阀全开(VWD工况)的进汽量应是 T—MCR 工况的 $103\%\sim 105\%$ 。

当间接空冷机组的空冷塔百叶窗个别出现故障或直接空冷机组的空冷器的轴流风机部分出现故障时,使得空冷机组背压提高,为保证铭牌(额定)出力需加大进汽量,当4个调节阀全开(VWD工况)时达到铭牌(额定)出力对应的背压为最高满发背压。此背压比能力工况(TRL工况)夏季高背压高许多,一般情况高出 $10\sim 15\text{kPa}$ (a)。全三维气动热力计算分析结果表明,当空冷机组汽轮机末级排汽压力(背压)低于 45kPa (a) 时,某只末级动叶根部没有出现脱流;当背压在 $45\sim 50\text{kPa}$ (a) 时,同一只叶片根部出现 $2.5\%\sim 3\%$ 的脱流。说明直接空冷机组汽轮机末级流场在背压低于 50kPa (a) 时没有恶化,属于“正常流场”。

4.1.5 末级叶片零功率(零效率)工况背压

背压高于 45kPa (a) 时,末级动叶根部开始发生脱流,并且脱流高度随背压增大而增高。脱流高度增高,会造成流场恶化,气流扰动力增大,叶片动应力也逐渐增大。产生的问题主要包括以下几个方面。

(1) 低频共振。汽轮机在运行时,若动叶片发生 $2\sim 6$ 倍工作转速的共振,那是非常危险的,因此在设计长叶片时,要特别注意避开低频谐振频率下出现大振幅共振,对整圈联结要避开 $K\leq 8$ 时, $K=M=fd/n$ 的三重点共振。

(2) 启动和停机时的升、降速过程会通过某些共振点,但因时间短,不会发生危险。

(3) 随机的蒸汽扰动力引起动应力。特别是对空冷机组而言,背压(容积流量)随大气温度变化很大。大气温度升高,使背压升高,容积流量变小,叶片根部发生脱流,末级流场出现不稳定,引起随机扰动力的增加。对空冷机组末级动叶片而言,要重点考虑小容积流量下随机蒸汽扰动力引起

的动应力。小容积流量将引起排汽轴向平均流速降低,末级动叶根部反动度下降。当排汽轴向平均流速小于 50m/s , 动叶根部压力反动度低于 -4.5% 时,叶片的动应力会有明显的增加。

叶片根部压力反动度继续下降,远小于 -4.5% ,末级为零功率。

4.1.6 允许长期运行最高背压(报警背压)

当末级排汽轴向速度接近 50m/s 或动叶根部压力反动度接近 -4.5% 时,开始出现不稳定流动工况,叶片动应力开始明显增加,一般将此背压定为允许长期运行最高背压——报警背压,超过此背压,机组应降负荷或停机。

4.2 空冷机组汽轮机背压监视与保护

空冷机组汽轮机设计背压是湿冷机组的 $2\sim 3$ 倍,且对大气条件的变化非常敏感,会引起背压频繁的大幅度变化,严重威胁低压端的安全运行。在汽轮机启动、低负荷、高背压、停机、小负荷运行、抽汽供热、甩负荷等恶劣工况下,比湿冷机组更加严重地威胁着机组的安全。设有高、低压旁通系统的空冷机组,在高、低压旁通投入运行期间,由于空凝汽器热负荷的增加,汽轮机背压明显升高,所以除有汽轮机背压的保护以外,还要使高、低压旁通系统的保护先动作。对于设有中压缸启动的汽轮机,不仅要设有低压缸的保护,还必须设有高压缸的保护。因此,空冷机组汽轮机背压的监视与保护对于机组的安全运行非常重要。

4.2.1 低压缸监视的内容

空冷机组汽轮机末级特性综合曲线见图 10.3-3。该图显示了低压缸末级综合工况,也显示了要监视的项目。当热力系统及变工况条件确定时,确定末级工况点的独立变量有两个:排汽量 G_k 及背压 p_k 。为实用起见,流量用相对值 $\bar{G}_k = G_k/G_{k0}$ 表示。根据通流变工况原理 $\bar{G}_k = \bar{p}_e$, \bar{p}_e 为低压缸进口相对压力, $\bar{p}_e = p_e/p_{e0}$, 下标“0”表示额定值。这样在 $p_k - p_e$ 坐标上的任一点不仅代表末级一个确定工况,同时也对应整套机组一个确定工况,对应机组确定的功率、流量及进排汽参数等。从监视保护方面最关心的是下列 7 个参数。

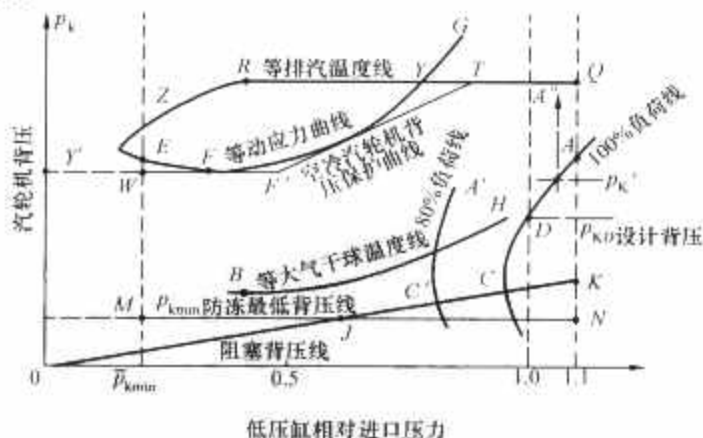


图 10.3-3 空冷机组汽轮机末级特性综合曲线

(1) 末级动应力 σ 。设 $[\sigma]$ 为许用安全应力,在图 10.3-3 上总可以找到一条等 $[\sigma]$ 线 EFG,凡在此曲线下方运行的工况都不会使末级动叶片在寿命期内疲劳破坏。

(2) 排汽温度 $[t_k]$ 。 $[t_k]$ 为许用最高排汽温度,图 10.3-3 上同样可以找到一条等 $[t_k]$ 线 ZRTQ,凡在此曲线下方的工况均可长期运行,不需要投喷水减温。

(3) 防冻最低背压 p_{kmin} 线,即 MJN 水平线。曲线上方工况点能保证冷却塔不冻冰。

(4) 阻塞背压。一个排汽量对应一个阻塞背压。阻塞工

况点在等排汽容积流量线 $OJCK$ 上, 运行在该直线下方是不经济的, 应适当关一部分百叶窗或降低轴流风机转速等, 把背压提高到不低于阻塞背压, 才能保证经济运行。

(5) 机组功率。AC 及 A'C' 分别代表 100% 负荷和 80% 负荷曲线。与阻塞背压工况线交点 C 及 C' 上流量最小。D 点为设计工况点。A 点背压为阀门全开流量下满负荷最高背压。CAD 右侧为超发工况区。

(6) 大气温度。BH 为等大气干球温度线。对应多个大气干球温度有多条等温度线, 组成曲线族, 缓慢加(减)负荷时, 工况点将在某一条等大气温度上向右(左)移动。该曲线族实际上就是空冷系统特性线, 形状与湿冷凝汽器特性线相同。

(7) 长期运行最低负荷线。其用流量近似表示即为 MW 线, 该线左侧不准长期运行。

4.2.2 3 条运行控制曲线

按照以上参数显示的曲线, 我们可以得出以下 3 条运行控制曲线。

(1) 背压保护曲线。从汽轮机末端安全运行来讲, 应主要监视背压不能过高, 避免低压缸过热, 为此经工程简化处理后, 得出图 10.3-3 所示的背压保护曲线 $WEFTQ$, 在此曲线下方运行都是安全的。

(2) 长期安全经济运行区。曲线 $EFYQKJME$ 所包围的区域为长期安全经济运行区, 而曲线 $EFYQNME$ 所包围的区域仅为长期安全运行区。

(3) 满负荷曲线。曲线 ADC' 右侧工况区有望发足额定功率。A' 点流量虽然超过了额定流量, 但该点背压却高于该流量所对应的满发最高背压, 故不可能发足额定功率。

要得出空冷机组汽轮机低压缸末级特线综合工况图是有难度的, 特别是需要汽轮机制造厂和空冷系统设备制造厂共同讨论才能得出正确的汽轮机末端综合工况图。

4.2.3 几种背压保护曲线

4.2.3.1 北重—阿尔斯通 600MW 空冷机组

北重—阿尔斯通 (BZD-ALSTOM) 提供了 3 种工况背压保护曲线。启动与停机 (见图 10.3-4)、带负荷运行 (见图 10.3-5)、高低旁通运行 (见图 10.3-6), 分别对应表 10.3-6、表 10.3-7、表 10.3-8。

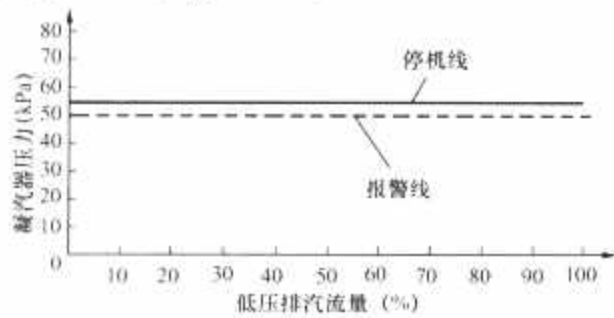


图 10.3-4 BZD-ALSTOM600MW 空冷机组启动与停机背压保护曲线

表 10.3-6 图 10.3-4 中保护曲线的端点值

凝汽器压力 (kPa)	停机	55	55
	报警	50	50
低压排汽流量 (%)		0	100

表 10.3-7 图 10.3-5 中保护曲线的端点值

凝汽器压力 (kPa)	停机	55	55	75	75
	报警	50	50	70	70
限时运行 (kPa)		29.3	50		
低压排汽流量 (kg/s)		0	28	55	150

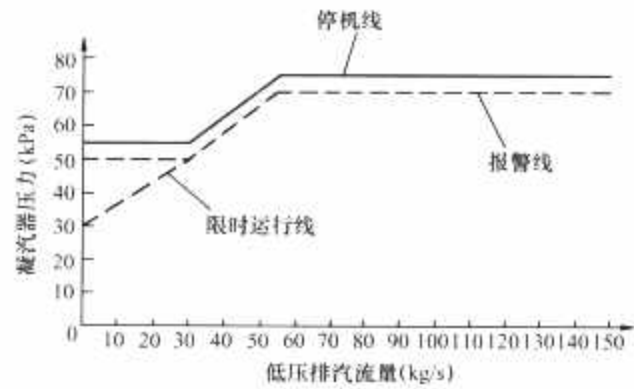


图 10.3-5 BZD-ALSTOM600MW 空冷机组带负荷运行背压保护曲线

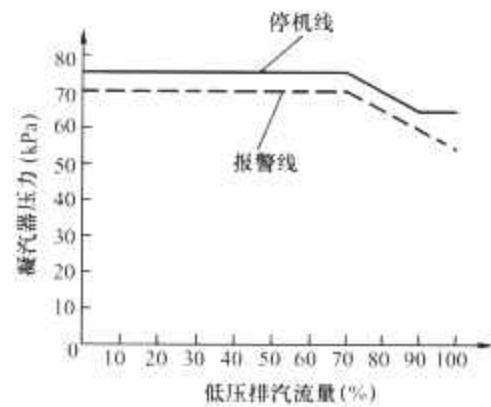


图 10.3-6 BZD-ALSTOM600MW 空冷机组高低旁通运行背压保护曲线

表 10.3-8 图 10.3-6 中保护曲线的端点值

凝汽器压力 (kPa)	停机	75	75	65	65
	报警	70	70	60	60
低压排汽流量 (%)		0	70	90	100

4.2.3.2 南非 Martimba 665MW 空冷机组

实施机组背压保护的原则有以下几点。

(1) 机组负荷小于等于 20% 额定负荷时, 30kPa 报警, 大于等于 35kPa 且小于 65kPa 时, 可继续运行 15min, 在此期间调整至背压小于 35kPa, 否则保护动作停机。

(2) 机组负荷大于等于 75% 额定负荷时, 背压大于等于 65kPa 停机。

(3) 背压大于等于 100kPa 时, 中压旁路保护阀动作。

(4) 背压大于等于 150kPa 时, 低压缸排大气阀动作。

4.2.4 空冷机组背压保护装置

既然空冷机组背压的变化威胁着机组的安全运行, 研制和开发背压自动保护装置也就显得非常必要。根据背压保护曲线, 东方汽轮机厂研制出以工业控制计算机为中心的背压自动保护装置, 并取得了明显的效果。

这一智能型的装置可以做到一旦背压超过安全线, 它能够判断是否增负荷还是减负荷, 使汽机的背压恢复到安全区。如果背压继续升高至停机线, 发出停机信号实施紧急停机。

空冷机组最高允许背压与负荷有关, 在不同负荷下越限, 就有不同的恢复手段。最高允许背压与流量的关系见图 10.3-7。

如图 10.3-7 所示, SS 为背压保护曲线上夏季某等大气温度线, 缓慢加(减)负荷, 工况点将在曲线上向上(下)移

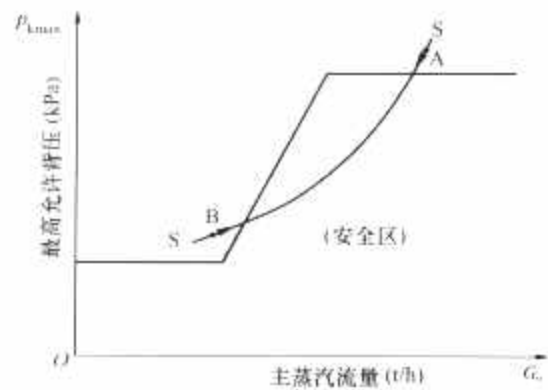


图 10.3-7 最高允许背压与流量的关系

动。若在高负荷区越限（如 A 点），背压自动保护装置实施减负荷，执行纠正，使背压恢复到最高允许背压以下；若在低负荷区（如 B 点），则应加负荷，使背压恢复到安全区。

目前所有空冷机组汽轮机都配有 DEH 系统，而目前 DEH 的硬、软件配置相当高级，将背压自动保护装置纳入 DEH 系统是完全可能的，这样不仅减少了设备的投资，对运行维护管理都极其有利。

第4章 空冷机组汽轮机结构设计

1 空冷机组汽轮机末级叶片设计

空冷机组汽轮机在高背压低负荷运行时的小容积流量工况,可能出现脱流和颤振,影响低压缸叶片与末级叶片的安全性和机组的经济性。

空冷机组汽轮机在低背压高负荷运行时的大容积流量工况,可能发生阻塞,汽流弯曲应力增大,排汽损失增大,也影响低压缸叶片与末级叶片的安全性和机组的经济性。

1.1 末级叶片设计内容及特点

1.1.1 末级叶片设计内容

空冷机组汽轮机末级叶片的设计包括以下两个方面的内容。

(1) 热力与气动设计。在冷却系统、当地气象条件及末级动叶根径都给定的前提条件下,确定末级叶片的最佳叶高,以达到全年运行效果最佳;选择气动性能优良、变工况性能良好的叶型,以满足空冷机组汽轮机末级叶片在大幅度变工况条件(尤其在小容积流量工况)下有较平坦的气动特性。

(2) 强度与振动设计。设计高强度、大刚度、大阻尼、小动应力、小容积流量工况下不发生颤振的末级叶片,使空冷机组汽轮机在整个夏季都不用限流量运行。

1.1.2 末级叶片设计特点

空冷机组汽轮机低压末级叶片运行在背压高、背压变化范围大的恶劣条件下,必须统筹兼顾,进行多因素约束条件下的方案优选,才能获得高性能的末级叶片设计。典型的末级叶片具有以下结构、强度、气动方面的设计特点。

(1) 排汽面积较小,叶片短、较宽,具有较高的级负荷;最佳叶片高度下轴向排汽速度约在 $160\sim 220\text{m/s}$,排汽速度方向接近轴向。

(2) 具有较大的级根部反动度($20\%\sim 25\%$),以改善小容积流量工况下气动、强度与振动性能。

(3) 采用叶片损失对进汽角、出汽马赫数的变化不敏感的高性能叶片型线,能承受容积流量剧烈变化,并具有良好的变工况性能。

(4) 大刚度、大阻尼、小动应力的动叶片设计,小动应力的整圈连接的叶片结构,大幅度削减动应力峰值。采用阻尼围带及阻尼拉筋、松拉筋、Z型拉筋等大阻尼连接结构。

(5) 采用具有比较高的腐蚀疲劳强度或对数衰减率比较大的材料,以提高动应力承受能力;空冷机组汽轮机的排汽温度变化范围大,叶片连接部位应有良好的热膨胀性。

1.1.3 末几级动叶片设计思路

当环境温度低、背压低,低压末级焓降及相对容积流量大时,末级叶片负荷和蒸汽弯曲应力达到最大值(通常称阻塞工况)。在这种情况下,出汽端汽流的干扰及流场变化还将对叶片产生附加的激振力。当环境温度升高、背压升高,低压末级焓降减小及负荷降低时,机组容积流量将减小,末级根部将出现负反动度。随着容积流量减小,出口马赫数的下降,负反动度区域将沿叶高向上扩大,达到一定程度时,

在动叶根部会出现倒流区,造成水滴对动叶出汽边冲蚀,使动叶片的动强度安全性下降。在小容积流量工况下,动叶片进口汽流出现大的负冲角区,还有可能引起末级叶片的颤振,引发叶片随机振动,使动应力增加。此外,还可能引发叶片的鼓风发热。空冷机组汽轮机的这种变工况运行特点,也将会对次末级和次次末级叶片造成不良影响,比如动应力增大、蒸汽弯应力升高等。考虑到上述不利因素,空冷机组汽轮机低压末几级动叶片的设计思路应考虑以下几方面。

(1) 要比湿冷机组汽轮机末几级叶片有更大的强度安全裕度,必须采用高强度、大刚度的专用叶型,以保证动叶片在各种不利工况下安全运行。

(2) 末级和次末级叶片采用大阻尼结构,增加整圈叶片的阻尼与刚度。如自带围带的自锁叶片(ILB)、凸台阻尼拉筋、整圈松拉筋、Z型拉筋等结构,这样可以增大阻尼,减少叶片的动应力。

(3) 次次末级叶片结构采用自带围带等结构,以增加叶片的刚度,简化振型;采用围带碰撞阻尼,降低叶片的动应力。

(4) 采用高强度的枞树型叶根或叉型叶根,采用比较大的结构圆角以降低应力集中,进一步减小叶根和轮缘的应力,提高抗疲劳及抗应力腐蚀的强度性能。

(5) 在末级叶片进汽侧背弧顶部约占 $1/3$ 叶片高度部位镶装硬质合金片或采取其他措施以防水蚀。

1.2 专用末级叶片热力和气动设计

1.2.1 末级叶高的确定

由于空冷机组背压变化频繁且变化范围大,末级叶片若设计得过长,虽然汽轮机在低背压季节运行具有良好的经济性,但在高背压季节运行时,由于背压高,相对容积流量小,将产生较大的脱流、倒流及摩擦鼓风损失,使得机组经济性差。若末级叶片选得过短,虽然汽轮机在高背压季节有良好的经济性和适应性,但在低背压季节,则因蒸汽相对容积流量大,叶片通流面积相对较小,将产生比较大的排汽损失,甚至阻塞,使机组经济性差。因此,应合理选择末级叶片高度(排汽面积),使它在设计背压下运行时有高的经济性和安全性,同时在高背压和低背压下运行时也有好的经济性和安全性。

判断末级叶片的长短和其经济性主要看它的余速损失,在保证足够的安全裕度前提下,选择较小的余速损失,有利于提高空冷机组汽轮机的经济性。

作为设计的前提条件,末级叶片的排汽容积流量和转子的根径已给定。末级叶片的余速为 $C_2 = C_{2a} + C_{2u}$,这里 C_{2a} 为末级动叶片出口绝对速度的轴向分量, C_{2u} 为末级动叶片出口绝对速度的切向分量。为了保证出口余速 C_2 最小,设计中应考虑以下几点。

(1) 对一定的设计排汽容积流量和设计级焓降而言,末级环形面积越大,叶片越长, C_{2a} 越小。虽然余速损失减小了,但在高背压工况下,易发生脱流和倒流,影响机组经济性。

(2) 最佳的末级喉部面积 $F \times \sin \beta_2$ 使 C_{20} 为 0。为了使 C_{20} 最小, 如采用较长的叶片, 对应的叶片喉节比就要减小; 反之, 叶片高度小, 对应轴向排汽的叶片喉节比就要增加。但末级长叶片的喉节比不能太小, 一般 $\sin \beta_2$ 在 0.45~0.60。

(3) 流场沿径向越均匀, ΣC_2^2 越小, 余速损失也比较小。

通常在额定排汽量下, 选取几种不同的末级叶高, 进行全年背压范围内的机组热耗计算, 并根据各背压下的运行小时数进行加权处理, 求取全年的平均热耗, 最低平均热耗对应的末级叶高即为最佳叶高。最佳末级叶高还应使末级在设计点附近内部无涡流, 设计环形排汽速度一般在 160~220m/s 左右。

1.2.2 末级根部反动度 ρ_r 的确定

当空冷机组汽轮机背压升高、负荷减小时, 与设计工况相比, 流经末级的容积流量将减小, 使流场参数发生很大变化。容积流量下降, 根部反动度相应减小。当容积流量降至一定值时, 根部反动度变成负值, 动叶根部汽流出现扩压。容积流量继续下降, 动叶根部的扩压区逐渐向上扩大。随着出口轴向马赫数的下降, 负反动度区域沿叶高向上扩大。当动叶根部开始没有流量流过时, 动叶叶根出现倒流现象; 当容积流量再下降时, 在末级动叶叶型根部 (或静叶顶部), 产生一定范围的倒流区, 严重时可能占叶高一半以上, 并上溯到次末级。叶道中这种小容积流量下的倒流特性, 使级效率急剧下降, 此时排汽温度会大幅度升高; 容积流量再减小将使整个末级陷入耗功工况, 出现大的负冲角区, 产生较大的气动激振力, 使动叶片的动应力增大, 甚至有可能引起叶片的失速颤振。

苏联哈尔科夫工学院对一末级试验得出: 当平均相对容积流量 $(\overline{GV})_2 = 0.54$ 时, 动叶根部开始脱流; $(\overline{GV})_2 = 0.46$ 时, 动叶根部开始倒流; $(\overline{GV})_2 = 0.28$ 时, 强烈倒流。苏联中央汽轮机锅炉研究所研究认为, $(\overline{GV})_2 = 0.4$ 时沿叶高 40% 没有蒸汽通过。莫斯科动力学院研究证实, 当 $(\overline{GV})_2 = 0.2 \sim 0.3$ 时动应力开始增大, $(\overline{GV})_2 = 0.05 \sim 0.1$ 时动应力达最大值。

设计工况下级的根部反动度 ρ_r 值对末级的脱流特性影响比较大, 随着设计级的根部反动度 ρ_r 的设计值减小, 过渡到脱流的相对容积流量 $(\overline{GV})_2$ 将增大。为了扩大汽轮机低压级组小容积流量的稳定工作范围, 空冷机组汽轮机低压末级的叶片级的根部反动度应取得比较大, 一般在 20% 以上。为获得末级较大的级的根部反动度, 在末级设计中除适当减小末级的动静叶面积比外, 还可应用各种可控涡设计的技术措施, 如静叶根部的壁面子午面型线、静叶的正斜置、反扭或弯扭设计。

1.2.3 末级叶片出口轴向马赫数 M_{ca}

末级叶片的出口轴向马赫数 M_{ca} 是末级设计中一个典型的气动参数, 它的变化直接反映了级的气动特性。通过三元变工况计算能得到末级效率与背压的关系曲线, 以及出口马赫数 M_{ca} 与背压的关系曲线, 综合这两条曲线就可得到一条通用性的末级效率与出口轴向马赫数关系曲线。

在低压缸变工况分析中有 4 种特征马赫数值。

(1) 最高轮周效率的轴向马赫数对应轴向排汽 ($85^\circ \sim 95^\circ$), 相应的马赫数一般在 0.45~0.65 左右。

(2) 出现零功率的轴向马赫数, 一般为 0.23~0.26 左右。

(3) 阻塞工况轴向马赫数, 取决于出汽角的大小, 一般为 0.88~0.95。

(4) 允许叶片连续运行的最小工况称为极限工况, 此时末级对应一定的负功, 但又不出现叶片发热超温, 倒流区相对高度为 0.45 左右。该工况的轴向马赫数略低于 0.20~0.23, 如某型号空冷机组汽轮机为 0.18~0.20。

某型号 600MW 空冷机组汽轮机末级叶片的效率与出口轴向马赫数的关系曲线如图 10.4-1 所示, 从图中可以发现, 当出口轴向马赫数为 0.23 时为极限工况, 而出口轴向马赫数为 0.59 时达到最佳效率值。

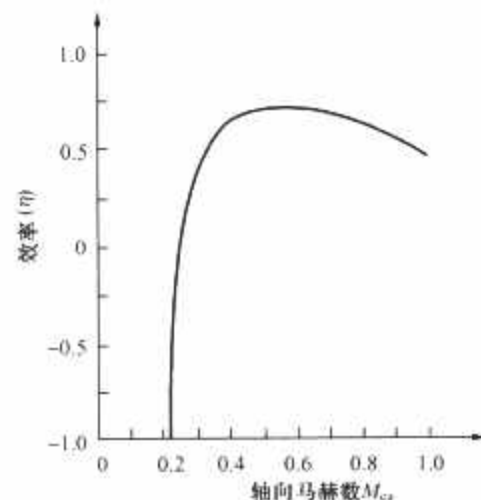


图 10.4-1 末级叶片的效率与出口轴向马赫数关系曲线

图 10.4-2 为某型号 600MW 空冷机组汽轮机低压缸的出口轴向马赫数与端负荷及背压的 PLM 关系曲线, 该曲线为一组通用性的特性曲线, 它定量地反映了背压 p_k 、端负荷 L 、出口轴向马赫数 M_{ca} 之间的关系, 对应一个端负荷有一个气动性能良好的背压工作范围。其中取 0.23、0.26、0.4、0.59、0.95 时为 5 个典型的出口轴向马赫数, 0.23 为允许运行的极限。由该曲线可判断末级叶片处在什么流动状况。对长叶片级沿叶高的马赫数分布是不相等的, 因此, 该曲线仅表示级的平均特征。由于空冷机组汽轮机的背压高, 要保证能在极限工况范围内运行, 就必须取较高的端负荷 (减少叶高或增加排汽量)。

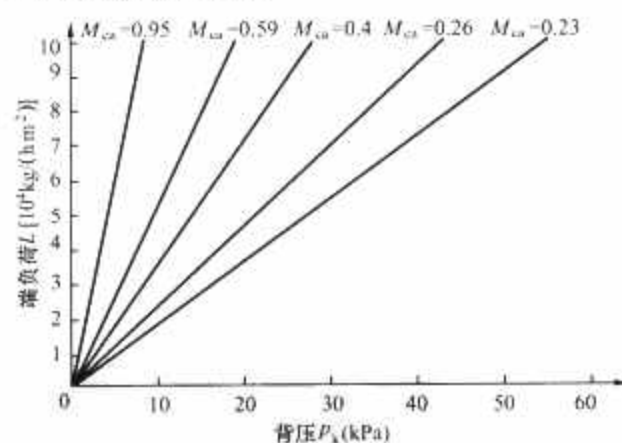


图 10.4-2 低压缸出口轴向马赫数与端负荷及背压关系曲线

1.2.4 末级叶片变工况设计

空冷机组汽轮机设计的背压较高, 并且受季节、昼夜环境气温的影响, 变化范围大, 这就要求空冷机组汽轮机能够在某个较宽的背压范围内运行。一般而言, 大功率空冷机组汽轮机最好是带基本负荷。但限于电厂实际运行工况比较复杂, 电厂中的空冷机组汽轮机可能还要参与调峰或供热。因此, 机组大幅度变工况运行是不可避免的。工况的变化将使末级静、动叶的进汽角 (特别是动叶) 和静、动叶栅的汽流马赫数发生较大的变化。末级动、静叶片应具有良好的变工况气动性能, 在马赫数 M_{ca} 、进汽角 α_0 或 β_1 大范围变化

时,动、静叶的损失应变化较小。这样,末级在设计工况时能有较高的效率,而在变工况下效率不至于下降太快。在末级叶片的设计中,采用强化叶型、合理控制级的根部反动度及反动度沿叶高分布等方法,可以优化空冷机组汽轮机末级设计的安全性和经济性,以保证空冷机组变工况安全高效运行。

1.2.4.1 设计专用强化叶型

空冷机组汽轮机的末级叶片变工况运行有两个危险工况:静强度危险工况产生于低背压工况,动强度危险工况则产生于高背压工况。

环境气温低、背压低时,机组末级焓降大,相对容积流量大,背压过低还有可能造成末级阻塞。这时末级叶片做功多,蒸汽弯曲应力增大,当阻塞时干扰汽流引起流场变化产生附加应力。根据我国西北地区气象数据,在正常气候条件下低背压工况占全年利用小时数30%以上,静强度危险工况就产生于低背压工况,设计时必须予以考虑。

环境气温高时,在高背压和低负荷的小容积流量下,末级叶片的工作条件十分恶劣。背压升高时,末级焓降减小,相对容积量减小,末级根部反动度降低。当根部反动度出现较低的负值时,动叶根部出现倒流的现象;同时高背压时,汽流速度下降,使末级动叶顶部区域在大的负冲角下工作,从而引起末级动叶叶型压力面发生脱流而产生漩涡,这种不稳定流动使叶片的交变动应力明显地增加,容易诱发颤振;当背压过高时,末级甚至会进入鼓风状态,引起叶片的随机振动,动应力增大,并使叶片表面温度急剧升高,这时末级叶片处于动强度危险工况。

这就要求末级叶片设计的刚性要足够大,以降低叶片蒸汽弯应力;另一方面要增大叶片阻尼,采用具有大阻尼的结构形式,如自带围带等结构形式,这种结构设计提高了叶片的固有频率,是一种减少汽流不稳定性影响的有效措施。另外这种结构可依靠叶片间的接触效应进一步减少动应力,降低小容积流量工况的动应力水平。为此,空冷机组汽轮机末级叶片设计成自带围带及整圈松拉筋、Z型拉筋、阻尼拉筋等结构,同时末级叶片要设计的更强壮,一般认为空冷机组汽轮机末级叶片的根部轴向宽度至少要达到同等叶高的常规湿冷机组汽轮机叶片的1.6~2.0倍。

1.2.4.2 控制反动度

一般来说,长叶片设计应使反动度沿叶高合理分布,即顶部反动度不宜太高以减少动叶叶顶汽封的漏气损失,根部反动度不宜太低以避免变工况背压升高时叶片根部脱流。设计时采用静叶为复合弯扭叶片,控制反动度尤其是控制级的根部反动度,对优化末级叶片变工况能力具有重要意义。由于空冷机组汽轮机的变工况运行,因此对末级叶型根部反动度的设计有特殊要求。若根部反动度偏高,背压降低时反动度会升得过高,根部流动损失明显增加;若根部反动度偏低,背压升高时叶片根部会过早进入负反动度区,产生倒流,这样不但增加流动损失,而且由此产生的水滴会随回流冲刷根部出汽边,带来安全性问题。通常,根部反动度取23%~25%、顶部反动度取65%以下时比较合适。额定工况下反动度沿叶高的分布见图10.4-3。

1.2.4.3 控制冲角

冲角损失是叶型损失的重要组成部分。在一般情况下,汽轮机叶片大都设计在零冲角下工作。叶片在负冲角下工作时损失要小于同等的正冲角,有时少许负冲角往往对流动有利。

对于空冷机组汽轮机的变工况运行状况,由于背压升高

时,末级动叶在大的负冲角下工作,从而引起叶型压力面内弧发生脱流,使末级动叶顶部脱流更为严重,这导致末级动叶顶部形成漩涡。动叶顶部叶型损失急剧增加,同时这个漩涡与叶根处的漩涡对叶片共同作用,使叶片受到的交变应力增大,严重时有可能使叶片发生颤振。

针对以上空冷机组汽轮机末级动叶的变工况运行特点,设计工况下在叶片中部以上适当地取少许的正冲角能够有效地延缓顶部叶型压力面发生脱流,降低末级动叶顶部的漩涡强度,同时对叶片的整体变工况性能不会有明显的不利影响,从而提高叶片运行的安全性。

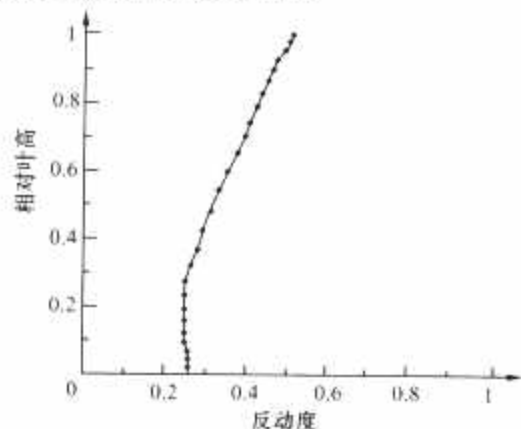


图 10.4-3 额定工况下叶片反动度沿叶高的分布

1.3 末级叶片强度和振动设计

1.3.1 叶片静强度

1.3.1.1 常规设计的静强度

汽轮机叶片的叶身、叶根、轮缘等部位静强度常规设计的判据为

$$\bar{\sigma} < [\sigma] \quad (10.4-1)$$

式中: $\bar{\sigma}$ 为截面平均应力, MPa; $[\sigma]$ 为许用应力, MPa。

1.3.1.2 叶片静强度有限元分析

随着计算机技术的发展,大型有限元分析商用软件(ANSYS软件、NASTRAN软件、ADINA软件和SAP软件等)在汽轮机叶片的强度设计中广泛应用。应用有限元计算结果校核汽轮机叶片强度时,碰到了缺少强度设计判据的技术难题。采用有限元分析汽轮机叶片弹性应力的强度设计判据为

$$\bar{\sigma} < [\sigma] \text{ 且 } \sigma_{\max} < 2\sigma_{0.2} \quad (10.4-2)$$

式中: σ_{\max} 为应力集中处弹性计算的峰值应力, MPa; $\sigma_{0.2}$ 为材料在工作温度下的屈服极限, MPa。

1.3.2 叶片动强度

1.3.2.1 叶片动强度

调频叶片和不调频叶片动强度的设计判据为

$$A_b < [A_b] \quad (10.4-3)$$

式中: A_b 为叶片安全倍率的设计值; $[A_b]$ 为叶片安全倍率的界限值。

1.3.2.2 限制汽流弯应力

对于全周进汽的排汽级,国内汽轮机强度教材给出的限制汽流弯应力的设计判据为

$$\sigma_{sb} < 25\text{MPa} \quad (10.4-4)$$

式中: σ_{sb} 为叶型根部汽流弯应力, MPa。

1.3.3 长叶片颤振计算的一种经验法

一般取0.85相对叶高处的截面做特征截面,计算“斯特劳哈尔数(Strouhal)” S_{tr} 的公式为

$$S_{tr} = w_2 / (fb) \quad (10.4-5)$$

式中: w_{c2} 为动叶出口汽流相对速度; f 为叶片振动频率; b 为叶片特征截面叶型弦长。

汽轮机长叶片颤振的设计判据为

$$S_{tr} < [S_{tr}] \quad (10.4-6)$$

式中: S_{tr} 为叶片特征截面的斯特劳哈尔数; $[S_{tr}]$ 为叶片许用斯特劳哈尔数。为避免叶片颤振, 要求对弯曲振动 $[S_{tr}] \leq 80$, 对扭转振动 $[S_{tr}] \leq 16$ 。

1.3.4 叶片振动设计判据

1.3.4.1 第一种调频叶片

第一种调频叶片指的是切向 A_0 型振动频率调开第一类 (Kn_0) 激振力频率的叶片 (组), 其振动设计判据为

$$f_{d1} - (K-1)n_1 \geq 7.5 \text{ Hz} \quad (10.4-7)$$

$$Kn_2 - f_{d2} \geq 7.5 \text{ Hz} \quad (10.4-8)$$

式中: n_1 为工作转速的上限, Hz; n_2 为工作转速的下限, Hz; f_{d1} 为工作温度下叶片 (组) 在工作转速高限 n_1 时的实际动频, Hz; f_{d2} 为工作温度下叶片 (组) 在工作转速低限 n_2 时的实际动频, Hz; K 为激振力的转速倍率 ($K=2, 3, 4, 5, 6$)。

1.3.4.2 第二种调频叶片

第二种调频叶片是指切向振动频率调开第二类 (Zn_0) 激振力频率的叶片组, 其振动设计判据为

$$\delta_{n1} = (f_{d1} - Zn_0) / Zn_0 \times 100\% > 15\% \quad (10.4-9)$$

$$\delta_{n2} = (Zn_0 - f_{d2}) / Zn_0 \times 100\% > 12\% \quad (10.4-10)$$

式中: δ_{n1} 为 B_0 型叶片振动频率 (经温度修正) 大于 Zn_0 的避开率; δ_{n2} 为 B_0 型叶片振动频率 (经温度修正) 小于 Zn_0 的避开率; n_0 为额定工作转速; Z 为静叶片数或当量喷嘴数; f_{d1} 为全级叶片组中最低的 B_0 型振动实际静频率 (经温度修正); f_{d2} 为全级叶片组中最高的 B_0 型振动实际静频率 (经温度修正)。

1.3.4.3 整圈连接叶片组

对于采用围带及松拉筋、Z 型拉筋或阻尼拉筋等连接的整圈叶片组, 其振动设计判据为避开三重点共振, 三重点共振的条件为

$$m = K = f_{dm} / n_0 \quad (10.4-11)$$

式中: m 为整圈叶片组振动的节径数; K 为激振力的转速倍率; f_{dm} 为节径数为 m 的振型下整圈叶片组的动频率。

1.3.5 自锁叶片结构设计

末级、次末级叶片宜采用自锁叶片设计技术, 自锁叶片 (ILB) 是在叶顶自带整体围带, 有时在叶片中部有一个凸台拉筋。叶片安装在转子上以后, 相邻叶片的围带或凸台拉筋之间会有间隙。在汽轮机运行条件下, 叶片由于离心力的作用产生弹性反扭使相邻的围带或凸台拉筋接触。在额定转速下, 相邻围带或凸台拉筋之间的接触力使整圈叶片形成连续耦合系统。自锁叶片具有以下优点。

(1) 连续耦合增加系统刚度, 减少调频阶数, 自锁围带或凸台拉筋提供大阻尼可以减少振动应力, 大刚度和大阻尼抑制了叶片的自激振动。自锁叶片的力学模型是假定转子转动产生的叶片反扭力使相邻叶片的拉筋或围带耦合“锁住”。当汽轮机低转速时, 在叶片耦合“锁住”以前, 叶片可被看作是自由叶片; 在额定转速下, 叶片的连续耦合形成整圈叶片系统。试验数据表明, 二阶或三阶频率能很好地验证这种假设。

(2) 自锁叶片 ILB 静态为单片结构, 工作转速下具有整圈阻尼的振动特性, 调频振型少, 频率稳定性好。

(3) 由离心力的反扭矩形成整圈自锁阻尼, 比由机械结构形成的整圈效应更为可靠。

(4) 空冷机组汽轮机采用自锁叶片, 机械阻尼大, 抗颤振性能好。低压缸 ILB 长叶片的设计, 主要考核气动性能、振动特性、动应力、静应力, 以保证整圈连接。叶片设计完成后, 建立叶片三维模型, 进行模拟叶片的加工、装配。

1.3.6 长叶片颤振

1.3.6.1 叶片颤振原因

末级叶片级的特点是级焓降比较大, 动叶出口速度比较高。在高背压、小容积流量工况下运行时, 叶顶出现大的负冲角, 在叶片内弧产生脱流区, 引起作用于叶片上的气动力改变等。叶片周围非稳定流场的气动力与叶片振动之间互相耦合, 就会产生流体与叶片之间的能量传递。沿叶高将各截面传递的能量进行积分, 若结果是流场的能量不断输入到叶片系统中去, 则叶片的振幅就会不断增大, 发生颤振。叶片是装在叶轮上的弹性体, 在流场中受蒸汽作用而振动, 特别是末级叶片, 蒸汽经叶片流向汽缸扩压段且改变流动方向, 因筋板干扰, 背压、流量变化, 这就是一个不均匀的振荡流场, 振荡流体会对叶片、转子等振荡物体产生非定常的作用力, 这样, 它们之间就产生能量交换。若末级叶片在一个振荡周期内, 振荡流体对末级叶片做正功, 将会使末级叶片振动愈来愈强烈, 以致“颤振”损坏。空冷机组汽轮机在低负荷运行时, 容积流量较小, 末级长叶片容易出现涡流、脱流和倒流, 造成叶片槽道不均匀变化, 在出汽边和进汽边都容易引起弯曲和扭转的低阶“颤振”。末级叶片的顶端, 截面形状似平板, 尤其是以焊拉筋处为支点的平板振荡体, 更易受振荡流体的作用而发生“颤振”。空冷机组汽轮机末级叶片在小容积流量、高背压情况下, 叶片的颤振是叶片动应力增大的原因之一。

1.3.6.2 叶片颤振计算

颤振的振型分为弯曲振型和扭转振型两种。预测叶片的颤振, 现用的主要方法仍是经验法。常用的一种经验法是计算叶片特征截面的“斯特劳哈尔数”。工程上使用的斯特劳哈尔数法的缺点是没有考虑对颤振有重大影响的叶片冲角大小因素。当然, 影响失速颤振的其他因素还很多, 如叶型形状、安装角、展弦比, 另外还牵涉到相邻叶片频率值的差、汽流进口马赫数等。如何考虑这些因素的影响, 要借助于根据广泛颤振试验结果建立起来的数据库, 再利用流体力学的相似准则对具体叶片的颤振危险性进行评估。预测颤振发作的理论计算方法也在快速发展, 有“变形激盘法”、“参数多项式法”等。

1.3.6.3 颤振对策

防止末级叶片颤振需要从以下几个方面入手。

(1) 在叶片气动设计阶段, 应尽量考虑到空冷机组汽轮机小容积流量时, 末级叶片动应力将会急剧增大的问题, 力求改善当相对容积流量减小时低压末几级的气动性能。如提高末级叶片的轮毂比; 在设计时验算并照顾到小容积流量非设计工况性能; 精心选择静叶与动叶的最合适扭曲规律; 选用对于冲角不敏感的叶型; 尽量增加级的根部反动度, 改进排汽缸扩压管设计。在设计时要将级的根部的反动度取得比较高一点, 使高背压、低负荷运行时动叶根部不容易出现负反动度, 以改善叶片运行条件。

(2) 要抑制末级叶片颤振的发生, 就要增加动叶片的刚度, 叶片上部截面的弦长要宽一些, 叶型的厚度要大一些。另外, 可采用大阻尼结构, 如自带 (或拱形) 围带、阻尼围带、阻尼凸台拉筋或整圈松拉筋、Z 型拉筋, 将叶片连接成整圈。围带限制了相邻叶顶的相对移动, 再加上松拉筋或阻尼凸台拉筋产生的阻尼, 可以缓解颤振带来动应力过大的

问题。

(3) 改进末级叶片颤振的预测方法,在图纸设计阶段对于如何实现叶片无颤振运行给予初步保证。

(4) 从运行上考虑,要限制空冷机组汽轮机在低负荷、高背压的运行工况,规定机组允许的安全运行工况范围,这对空冷机组汽轮机安全运行尤为重要。

1.4 典型空冷机组汽轮机末级叶片

2003~2006 年,国内已投运发电的 300、600MW 亚临界直接空冷式汽轮机组,其末级叶片经受过几个冬夏的考验。末级叶片使空冷机组汽轮机具有极佳的度夏能力,在空冷系统装置正常或基本正常条件下,整个夏季都不必限制流量运行(包括阀门全开 VWO 工况)。三大汽轮机厂大型空冷机组汽轮机末级叶片具有以下特点。

(1) 上海汽轮机有限公司两台 300MW 空冷机组汽轮机在华能山西榆社电厂于 2004 年 10 月及 12 月投产发电,一台机组在山西霍州兆光电厂于 2005 年 7 月投产发电。600MW 空冷机组汽轮机于 2006 年 9 月在陕西锦界电厂投运,是三缸优化型亚临界 600MW 空冷机组汽轮机,除高中压合缸外,低压缸采用了 2 个空冷 300MW 汽轮机直径与跨度尺寸较小的低压缸。上海汽轮机有限公司空冷机组汽轮机专用末级叶片采用枞树型叶根、整圈自锁阻尼围带与阻尼凸台拉筋,末级叶高为 665mm 叶片。

(2) 哈尔滨汽轮机厂有限责任公司两台 300MW 空冷机组汽轮机在山西漳山发电公司于 2004 年 9 月及 12 月投产发电,一台机组在山西河津华泽铝电联营电厂于 2005 年 8 月投产发电。两台 600MW 空冷机组汽轮机在山西大同发电公司于 2005 年 4 月与 7 月投产发电。600MW 空冷机组汽轮机是四缸结构,高中压分缸、低压缸采用了 2 个 300MW 空冷机组汽轮机的低压缸。哈尔滨汽轮机厂有限责任公司空冷机组汽轮机专用末级叶片采用枞树型叶根、一道整圈松拉筋、自带围带的整圈连接,末级叶高为 620mm 叶片。

(3) 东方汽轮机厂 300MW 空冷机组汽轮机在山西兴能发电公司(古交煤电联营电厂)于 2005 年 8 月及 9 月双双投产发电。600MW 空冷机组汽轮机是三缸优化型亚临界机组,除高中压合缸外,低压缸采用 2 个 300MW 空冷机组汽轮机低压缸。东方汽轮机厂空冷机组汽轮机专用末级叶片采用叉型叶根、外圈为 Z 型拉筋与内圈为整圈松拉筋。300MW 空冷机组汽轮机末级叶高为 645mm 叶片,600MW 空冷机组汽轮机末级叶高为 661mm 叶片。

(4) 北京北重汽轮电机有限责任公司 330MW 空冷机组汽轮机的末级叶片高度为 648mm,叶根采用圆弧枞树型叶根,穿有一根整圈松拉筋,围带为咬合式结构,在工作状态下,围带互相顶紧,形成整圈联结,该机型将于 2007 年 12 月 15 日在大唐甘谷发电厂投产发电。北京北重汽轮电机有限责任公司与阿尔斯通合作制造的 600MW 空冷机组汽轮机的末级叶片高度为 766mm,叶根形式为圆弧枞树型叶根,该机型于 2007 年 7 月在河北龙山发电有限责任公司投产发电。

2 空冷机组汽轮机低压排汽缸设计

空冷机组汽轮机背压高,排汽容量流量小,末级排汽面积比同功率湿冷汽轮机小,需要对低压排汽缸气动性能进行优化设计和试验研究。空冷机组汽轮机背压变化范围大且变化频繁,排汽容积流量变化大导致低压缸的变形过大,需要设计出强度和刚度安全的低压缸。空冷机组汽轮机低压排汽

缸的设计,在参考已有结构的基础上,首先根据空气动力学原理选择排汽缸的主要几何尺寸;然后根据排汽缸所承受的载荷(包括静载与动载)情况以及对刚度的要求确定排汽缸内部筋板、撑杆等元件的几何尺寸、配置位置;最后通过排汽缸的模型试验(气动试验和强度试验)或计算分析来验证设计是否达到预期效果。

2.1 排汽缸几何尺寸设计

2.1.1 排汽缸损失系数

排汽缸(包括扩压器)的总的能量损失为汽流在排汽缸的阻力损失($p_1^* - p_k^*$)与排汽缸出口的余速损失 $1/2 \rho_1 w_1^2$ 之和($p_1^* - p_k$),排汽缸损失系数指的是汽流在排汽缸(包括扩压器)的总能量损失与进入排汽缸时所具有的动能 $1/2 \rho_1 w_1^2$ 之比,用符号 ζ_n 表示。

(1) 当汽流为低亚音速时,其总损失系数 ζ_n 为

$$\zeta_n = \frac{p_1^* - p_k}{1/2 \rho_1 w_1^2} = 1 - \eta \quad (10.4-12)$$

式中: p_1^* 为排汽缸或扩压器的汽流进口总压(进入排汽缸或扩压器蒸汽滞止压力); p_k 为排汽缸或扩压器的汽流出口静压(离开排汽缸或扩压器蒸汽压力); ρ_1 为排汽缸或扩压器的汽流进口密度; w_1 为排汽缸或扩压器的进口汽流速度;

η 为排汽缸的静压恢复系数, $\eta = \frac{(p_k - p_1^*)}{1/2 \rho_1 w_1^2}$ 。

(2) 当汽流马赫数大于 0.5 时,须考虑可压缩性的影响,此时损失系数 ζ_n 为

$$\zeta_n = \frac{\bar{i}_1 - i_k}{\bar{i}_1 - i_1} = \frac{1 - \left(\frac{p_k}{p_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_1}{p_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \eta \quad (10.4-13)$$

式中: k 为绝热指数; \bar{i}_1 为进入排汽缸蒸汽滞止焓; i_1 为进入排汽缸蒸汽焓; i_k 为离开排汽缸蒸汽焓; p_1 为进入排汽缸蒸汽压力。

(3) 损失系数的物理意义。当 $\zeta_n = 1$ 时,表示末级动叶的余速动能刚好用于汽流流过排汽缸的损失和排汽缸出口的余速损失,此时 $p_1 = p_k$,汽轮机热力计算时就假定 $\zeta_n = 1$ 。

当 $\zeta_n < 1$ 时,表示只有一部分末级动叶的余速动能用于使汽流流过排汽缸,即损失掉了,还有一部分 $\eta = (1 - \zeta_n)$ 被回收,转变为排汽缸出口处汽流的压力能,这时 $p_1 < p_k$,即 $i_1 < i_k$,而 $(i_k - i_1)$ 这部分能量则变为末级的可用焓降,使末级做功增加,从而提高机组的效率。湿冷机组汽轮机低压排汽缸的 ζ_n 一般为 0.75~0.90,空冷机组汽轮机低压排汽缸的 ζ_n 一般为 0.85~0.99。

当 $\zeta_n > 1$ 时,表示不只是末级动叶的余速动能,而且还有一部分压力能,皆用于使汽流流过排汽缸,这时 $p_1 > p_k$,即 $i_1 > i_k$ 。显然,末级不能完成预先分配给它的焓降,末级做功能力减小,机组效率降低。

一般认为,大功率汽轮机排汽缸的损失系数 $\zeta_n < 0.8$ 时就认为该排汽缸的气动性能是良好的,当 $\zeta_n < 1$ 时则认为该排汽缸是可用的。

2.1.2 排汽缸几何尺寸符号表示

低压排汽缸几何尺寸符号表示见图 10.4-4。

2.1.3 排汽缸轴向尺寸设计

空冷机组汽轮机低压排汽缸的轴向尺寸 L_1 取决于低压缸两轴承间的跨距以及轴承座支承方式。为了保证机组的轴系设计符合要求,在空冷机组汽轮机低压缸设计中,一般会

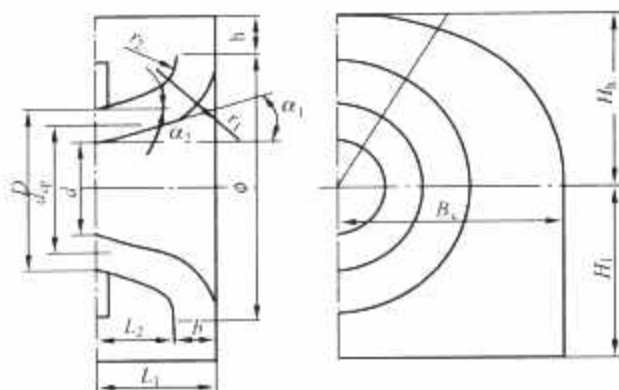


图 10.4-4 低压排汽缸几何尺寸符号表示
 D —扩压管进口外圆直径； d —扩压管进口内圆直径； d_m —扩压管进口节圆直径； ϕ —扩压管外环（导流环）出口直径； L_1 —扩压管总长度； L_2 —扩压管外环（导流环）出口长度； b —扩压管出口宽度， $b=L_1-L_2$ ； α_1 —扩压管内壁起始扩散角； α_2 —扩压管外壁起始扩散角； H_h —低压排汽缸上半缸高度； H_l —低压排汽缸下半缸高度； B_c —低压排汽缸蜗壳横向宽度的一半； r_1 —扩压管内壁（内弧）曲率半径； r_2 —扩压管外壁（背弧）曲率半径； h —扩压管出口截面至蜗壳上半缸顶壁的空间高度

采用轴承座全落地的设计方案。如果不改变低压缸通流部分的设计，这种方案将会明显地缩短低压排汽缸轴向尺寸，从而严重影响排汽缸的气动性能。

对大型空冷机组汽轮机而言，由于受到低压轴承坐落地的限制， L_1/l 一般选取较小，约为 2.0 左右，有的甚至更小。排汽缸的静压恢复系数 η 选取都较低，一般不超过 0.1。如果排汽缸 L_1/l 选取过小，无论对排汽缸内其他导流部件采用何种优化设计，也会导致其 η 为负值，即排汽缸没有静压恢复能力，反而会增加其压力损失。显然，这样的选取是不合适的。

在设计空冷机组汽轮机低压排汽缸的轴向尺寸时，应尽可能地采取一切措施增加轴向长度，以保证排汽缸具有一定的扩压能力。如果设计时确实受到落地式轴承座间距的限制，可以对通流部分的压力级进行调整。由于空冷机组的末级叶片较短，低压缸的叶片级数可以比湿冷式机组少，这样也可以增大排汽缸的轴向长度，这种措施被应用于国产空冷式机组上，并取得了良好的效果。

2.1.4 环形扩压管形状尺寸设计

低压排汽缸的环形扩压管是由导流环（扩压管背弧）、导流锥和排汽缸后壁（扩压管内弧）构成的，成轴对称扩压流道。它的几何尺寸包括环形扩压管出口直径 ϕ 、出口宽度 b 、轴向扩压段外壁起始扩散角 α_2 及子午面流道形状等，下面就这些因素对排汽缸气动性能的影响分别进行分析。

2.1.4.1 环形扩压管出口直径 ϕ 的影响

大功率空冷机组汽轮机低压排汽缸的轴向尺寸一般不会选取较大，在给定的排汽缸宽度和高度内伸展导流环的径向尺寸将有利于提高扩压管的进、出口面积的扩散比，可利用径向扩压段来提高它的静压恢复系数。

当然，环形扩压管的出口直径 ϕ 不能随意扩大。仅就气动设计而言，在给定的蜗壳条件下，它也不是简单地归纳为 ϕ 越大越好，而必须考虑到环形扩压管外环出口与排汽缸侧壁及顶壁之间的空间高度 h ，如果空间高度 h 太小，气流在该流道内被迫加速，从而会降低静压恢复能力。因而 ϕ 值增大会在气体动力学方面存在一个转折点。同时 ϕ 值的增加还

会受到缸内结构的限制，排汽缸下半缸的加强筋板以及上半缸内的撑杆都会使导流环外径 ϕ 不能太大。某型号 300MW 空冷机组汽轮机排汽缸的设计时， ϕ 的最大选取为 4.6m， ϕ/d 相当于 2.64 左右。

根据过去几种配有不同的末级叶高 l 的排汽缸试验结果发现，适当增加环形扩压管出口直径 ϕ ，会使排汽缸静压恢复系数 η 有不同程度的增加。因此，在结构允许的情况下，增大 ϕ 对改善排汽缸气动性能是有利的。

2.1.4.2 环形扩压管出口宽度 b 的影响

为了能够判断扩压管出口截面的有效利用程度，在试验过程中也测量了扩压管出口总压沿子午截面轴向宽度的分布。从试验结果发现，如果环形扩压管出口宽度 b 选取太大，会使得环形扩压管背弧脱离区是开放性的，即涡流区延伸到出口，这不仅增加了气流的旋涡损失，更主要是使扩压管出口截面有效宽度缩小而降低了余速回收能力。在研究环形扩压管的气动设计时，合理选择起始扩散角、转弯段形状、出口宽度等，通常是围绕着避免或缩小背弧脱离区这一目标而进行的。

环形扩压管出口宽度 b 的最佳值与扩压管的轴向长度 L_1 有着密切的关系，也就是 L_1 越大，则 b 也越大。而每一个给定的 L_1 都对应一个 b 的最佳值。但是，由于排汽缸环形扩压管内的流动是非轴对称的，而且它还会受到蜗壳形状的影响。在这种十分复杂的流道内，确定环形扩压管出口宽度 b ，还需要依靠吹风试验来选取。

2.1.4.3 环形扩压管轴向扩压段外壁起始扩散角 α_2 的影响

环形扩压管由轴向扩压段、转弯段和径向扩压段三部分组成。环形扩压管的轴向长度 L_1 、出口直径 ϕ 及出口宽度 b 确定后，轴向扩压段外壁起始扩散角 α_2 也会在一定程度上影响排汽缸的性能。背弧的 α_2 和内弧 α_1 存在匹配的问题。对于任何一个选定的 α_1 与 α_2 的选择，不能太小或太大，太小则轴向扩压段面积扩散比太小，太大则气流会沿外环分离。对于空冷机组汽轮机排汽缸环形扩压管的外壁起始扩散角 α_2 ，可以参考如下：在环形扩压管出口直径 $\phi/d \geq 2.6$ 条件下，当 $\alpha_1 = 10^\circ$ 时， α_2 选取 31；当 $\alpha_1 = 0^\circ$ 时， α_2 选取 27°。

2.1.4.4 环形扩压管子午面流道形状变化的影响

采用环形扩压管的子午面流道面积变化来分析试验结果，在变动环形扩压管内壁型线时，可以采纳以往多次试验总结出的汽轮机排汽缸环形扩压管内壁型线的设计观点。环形扩压管由两个基本部分组成，即进口的轴向扩压段及紧接在后面的转弯段，对于进口扩压和径向转弯段的流道设计要分别对待。对于轴向扩压段而言，要求有尽可能大的扩散比，以使得气流在轴向扩压段中先得到一部分扩压效应并降低转弯段进口流速，有助于减少气流转弯损失。为了强化排汽缸扩压管的进口轴向段的扩压能力，有必要放弃原习惯采用的纯圆弧段构成的导流环，取而代之的是导流环进口时采用直线型扩压段和转弯时采用圆弧段型线。子午面流道面积扩散比 f_1 指的是子午面流道面积与扩压管进口面积之比。以上可以归纳出如下观点：在径向转弯段中，子午面流道面积扩散比 f_1 沿流道的变化规律应该保持在子午面上逐渐收缩，但过分收缩也会使损失增加。环形扩压流道面积变化应是先扩散，然后转弯，在转弯时面积逐渐收缩，恢复到进口面积，使转弯时不易脱流。试验证明了“扩压时少转弯，转弯时少扩压”的扩压管，比“不断转弯，不断扩压”的扩压管的气动性能要好。

2.1.5 蜗壳上半缸形状设计

2.1.5.1 蜗壳上半缸高度 H_h 的影响

假设扩压管出口截面至蜗壳上半缸顶壁的空间高度为 h , 则蜗壳上半缸高度 $H_b = h + \phi/2$ 。显然, 由扩压管环形出口顶部排出的汽流转折 90° 后, 流过该空间高度 h 进入蜗壳的空间中。因此, h 不能太小, 至少不能小于扩压管出口宽度 b , 否则扩压管排出的汽流再流经 h 时要被迫加速。但如果 h 选取太大, 也会使蜗壳损失系数上升。 h 最佳值一般为 $h/b \approx 1$ 。如果在结构设计时, 不能恰好凑到 $h/b \approx 1$ 的要求, 无论从缩小排汽缸尺寸重量的角度上或者从气动性能的角度上来说, h/b 选取都偏小为宜。

2.1.5.2 蜗壳上半缸顶壁安装导流器的影响

试验结果证实, 在比较宽的蜗壳中, 蜗壳顶壁安装导流器的影响不大, 但当300MW等级空冷机组汽轮机采用了相对较窄的水平中分面宽度 B_c 后($2B_c < 7.5\text{m}$), 蜗壳上半缸顶壁安装导流器后就能发挥很好的作用, 排汽缸的静压恢复系数也会增加。同样, 越是 H_b 偏小的蜗壳, 上半缸顶壁安装导流器对修正蜗壳上半缸横断面形状的影响越大, 而改进的效果也越大。

2.1.5.3 蜗壳上半缸锥形体形状的影响

在排汽缸气体动力学设计中, 有些部件的形状尺寸仅仅是排汽缸内部的事, 但有些部件的选定就和汽轮机整体设计密切相关。如上面讨论的排汽缸轴向尺寸、蜗壳宽度及上半缸高度等, 此外还有构成环形扩压管内弧壁面的低压外缸上半缸内锥形体(简称导流锥)的形状, 包括它的起始扩散角 α_1 和内弧型线的曲率半径 r_1 。因为它们会影响到低压转子轴承座箱盖的起吊, 特别是会影响到落地式轴承座箱盖的起吊。在这种情况下, 轴承座箱盖有时不能直接往上吊出, 往往要先垂直起吊并超出水平法兰面上螺栓高度后再做水平后移, 然后再向上吊出, 轴承座箱盖做“之”字形运动。从整体结构上考虑, 导流锥的 α_1 和 r_1 不能选取太小。但是, 从模型试验的结果来看, 对于轴向尺寸较短的排汽缸, α_1 和 r_1 的增加对排汽缸气动性能是不利的。因此, 对 α_1 和 r_1 的选取应十分谨慎, 在保证轴承座箱盖起吊可行的情况下, 应尽可能选取较小的 α_1 和 r_1 。

2.2 排汽缸气动试验

归纳和总结排汽缸的各种几何形状尺寸, 对其气动性能的影响规律的全面性和准确性取决于试验成果的积累, 一般需要进行专门针对性的试验研究, 它能在各种不同的条件下保持其他条件不变而变动某一个参数进行系列性试验, 这样才能准确地判断某个参数的影响。由于空冷机组汽轮机低压排汽缸的形状十分复杂, 如果仅仅依靠理论计算来完成排汽缸的优化选型是很困难的, 因此依赖于试验结果的总结仍然具有一定的实用价值。另外, 空冷机组汽轮机排汽缸最终的气体动力学优化选型还要依赖于试验模型的吹风试验。

2.2.1 排汽缸试验方法

空冷机组汽轮机低压排汽缸的气动性能试验是在空气动力试验室的排汽缸吹风试验台上进行的, 试验模型由进汽段、蜗壳及导流环三部分组成, 排汽缸吹风试验模型采用木模形式, 模化比为1:10。某型号300MW空冷机组汽轮机低压排汽缸的气动试验分两个阶段进行。第一阶段在300MW湿冷机组汽轮机低压缸的基础上, 保证低压缸七级不变的条件下, 缩短低压缸轴向距离, 虽然同时缩短了末级叶片高度, 但仍使得排汽缸相对轴向距离 L_1/l 大幅度下降, $L_1/l = 1.44$ 。通过吹风试验研究发现, 由于 L_1/l 过短, 使得改型后的低压排汽缸的损失过大, 对环形扩压管几何形状最优选择时排汽损失系数为 $\zeta_0 = 1.27$, 难以使机组的热耗

满足要求。在第一阶段试验的基础上, 进行了第二阶段的试验, 将低压缸减少一级变为六级, 轴承跨距适量加长, 并且保持末级叶片高度不变, 使得排汽缸相对轴向距离 L_1/l 增加约31%。在吹风试验中, 通过进一步优化环形扩压管的几何尺寸, 力求该排汽缸获得较好的扩压效果, 最终使得排汽损失系数下降, 取得了比较满意的试验结果。

2.2.2 排汽缸气动性能优化正交试验法

由于排汽缸几何参数很多, 所以有限的试验数据无法包括所有参数对其气动性能的影响, 也不能计及参数间不同搭配的影响, 还不能很好地提供最佳设计方案。正交试验是以正交表为工具安排试验方案和进行结果分析的。按正交表安排的试验方案, 各个因子(即影响气动性能的因素)的不同水平(即不同的取值)在全部试验中出现的次数是相同的, 每两个因子组成的不同搭配在全部试验方案中出现的次数也是相同的, 试验方案中因子的水平是均匀搭配的。因此, 因子间具有正交性。由于均匀搭配的性质, 就可以利用正交表分析每个因子对空冷机组汽轮机排汽缸损失系数的影响程度, 分析每个因子的水平对指标的影响, 从而确定对指标 ζ_0 影响的主次因子和最佳水平, 找到因子水平搭配的最佳方案和次佳方案。正交试验的步骤如所述。

- (1) 确定试验中有哪些因子和各因子变化的水平。
- (2) 根据因子数和水平数选择合适的正交表。
- (3) 按正交表确定的方案进行试验并获得试验结果。
- (4) 对结果进行统计分析, 找出最佳方案和次佳方案。
- (5) 对最佳方案和次佳方案作校核试验, 判断其是否达到预期效果。

2.3 排汽缸强度与刚度设计

2.3.1 低压排汽缸结构设计基本要求

空冷机组汽轮机的低压外缸多由钢板和桁架以及起加强作用的肋条和管子等构成。原则上应以桁架结构来保证汽缸的刚度, 而以钢板保证强度。由于结构限制, 一般上缸无法采用桁架, 则可将圆拱作为桁架的一部分来处理。对低压汽缸构件的基本要求有如下几点。

- (1) 构件受力后不会发生断裂或屈服现象。
- (2) 受力后要求构件的变形限制在某一规定的弹性范围内, 不致因变形而影响汽缸内动、静部件之间的间隙。
- (3) 构件受力后不能失稳, 弹性变形时仍保持其原有几何形状, 不致使杆件发生突然变弯, 壁板突然翘曲。

2.3.2 排汽缸受力分析

(1) 排汽缸及与其相连的其他部套的重量。当排汽缸与凝汽器为刚性连接时, 凝汽器中凝汽水和冷却水的重量也挂在排汽缸上。

(2) 正常运行工况下, 排汽缸内部为真空。排汽缸将承受外界大气压力, 该力将有使排汽缸薄弱处向内凹陷的趋势。

(3) 汽流通过低压缸隔板时将产生一个与转子旋转方向相反的力矩, 这些力矩将通过低压缸中部与排汽缸相连的垂直大法兰传给排汽缸。

(4) 当排汽缸与凝汽器为刚性连接时, 可将排汽缸与凝汽器视为封闭壳体。这时, 它们将受到大气的浮力, 该力很小。对于大功率机组, 如300MW和600MW空冷机组汽轮机低压缸为双层缸, 与低压外缸衔接的凝汽器很庞大, 不可能与外缸刚性连接, 此时, 凝汽器是落地的。在低压外缸排汽口处用弹性密封元件与凝汽器相连。通常将这种连接方式称为“开口”连接, 此时有一个面积等于排汽口面积、压差

为大气压力的向下的力作用在排汽缸上。

(5) 排汽缸通过撑脚坐落在与水泥基础浇灌在一起的基架上, 所以排汽缸受到来自基架的垂直向上的支反力。

(6) 当排汽缸受热膨胀时, 在排汽缸撑脚, 与基架接触面处, 排汽缸还受到来自基架的摩擦阻力。摩擦力的数值等于正压力乘以摩擦系数。

2.3.3 刚度控制值

(1) 静刚度。排汽缸受到上述静力后将引起轴承洼窝处下沉。静刚度表示引起单位下沉变形所需的力。

(2) 动刚度。汽轮发电机转子的不平衡量引起的离心力激振在轴瓦上, 将使其产生一定的振幅。动刚度表示引起单位振幅所需的激振力。显然, 排汽缸的刚度越大, 变形越小, 运行时就越安全。

(3) 变形控制值。上述刚度值的获得皆依赖于排汽缸的刚度试验。对于用有机玻璃做的排汽缸模型刚度试验, 要求轴瓦处下沉值不大于 $0.1 \sim 0.13 \text{ mm}$ 。而实物的变形值往往比上述数值小, 这是由于实物所受到的限制变形因素较模型多的缘故。如果排汽缸轴承洼窝处的刚性较差, 将引起三大危害: 汽轮机通流部分的静子和转子可能发生摩擦, 甚至发生大轴弯曲或损伤动叶片等事故; 轴承负荷改变, 导致轴承工况恶化; 如果动刚度差, 将可能引起转子的激烈振动。这些危害在运行中都是不允许的。

2.3.4 排汽缸重点部位刚性的加强

(1) 撑脚。排汽缸是通过撑脚坐落在基础上, 如果撑脚的刚性不好, 必然引起整个排汽缸下沉。

(2) 低压外缸用于支撑内缸的支撑面。对于双层低压缸, 含有低压通流部分的内缸通过其 4 个猫爪坐落在低压外缸的 4 个支撑面上。为保证低压通流部分动静不碰, 低压外缸的 4 个支撑面必须具有足够的刚性。

(3) 上半排汽缸。如果排汽缸上半的刚性不好, 在安装或检修时, 往往会由于起吊而引起排汽缸上半的塑性变形, 这将导致再进行扣大盖时, 上下半汽缸中分面处的销子对不上、螺孔错位等。为保证排汽缸的装拆顺利和中分面的汽密性, 均要求排汽缸上半具有足够的刚性。

(4) 下半排汽口处。为防止在加工、运输过程中排汽缸下半产生变形, 以便于在电厂安装时与凝汽器对口焊接, 要求排汽口处具有足够的刚性。

在设计阶段, 常用结构解析法和有限元分析法来分析空冷机组汽轮机低压排汽缸的强度和刚度。

2.3.5 强度与刚度解析分析法

低压汽缸的结构各异, 但可把它看作由若干杆、曲杆和板等组成的构件, 然后分解、分析每一构件的各个单元的受力情况, 从而计算其强度和刚度。将低压外缸分成拱、侧板、桁架和端板四个部分, 并作以下分析。

(1) 上半汽缸可用均匀受压的双铰圆拱稳定性公式来验算。壁板上真空载荷的水平力通过桁架承担。

(2) 壁板由加强肋加固, 加强肋间壁板可按简支和固定长方板受均布载荷计算, 实际介于两者之间。

(3) 桁架承受拱和侧壁真空力, 首先决定桁架的外力, 然后决定在外力作用下桁架中各杆件的受力情况, 此时不计入壁板的刚度, 验算杆件的稳定性。

(4) 端板外形不规则, 中间开孔, 平板受力较大, 可在板面上加焊“井”形布置的加强肋或采用箱型结构的端板。计算时考虑板的边缘为铰支, 中间孔为自由端。此板架可按交叉杆系或正交异性板来计算。

除真空力外, 内缸的重量也应计及。因此初步分析方法

只能按具体结构而定, 因其简化的假定较多, 计算结果与实际的符合程度又与假定是否恰当和多少有关, 有时误差比较大。

2.3.6 强度与刚度三维有限元分析法

2.3.6.1 建立有限元计算力学模型

考虑到低压外缸是一个空间对称壳体, 计算模型可利用低压外缸结构相对于轴线左右对称和对轴向中点前后对称的特点, 计算的模型可取整个低压外缸的 $1/4$, 在轴对称处需施加轴对称的边界条件。用三维有限元模型对汽缸整体进行分析时, 在计算中可对板厚、加强筋、横梁等布置作各种调整, 从而获得最佳设计。工程上使用 ANSYS 或 NASTRAN 等有限元程序, 对 300MW 和 600MW 空冷机组汽轮机的低压缸进行仿真计算, 实体建模所采集的数据全部取自低压缸结构设计图纸。实体模型在方案设计的基础上, 缸壁加厚及薄弱处加补撑管, 其材料特性列于表 10.4-1。边界约束为垂直法兰轴向约束、裙部支撑垂直约束、垂直中分面横向约束。载荷有自重、真空压力、基础反力、凝汽器作用力。

表 10.4-1 汽缸的材料特性

材料	密度 (g/cm^3)	导热系数 [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]	线膨胀系数 ($10^{-6}/^\circ\text{C}$)	弹性模量 ($10^4 \text{ N}/\text{mm}^2$)
Q235-A	7.85	57.8	12.2	21

2.3.6.2 有限元分析结果

对某型号 600MW 空冷机组汽轮机的低压缸的设计方案进行有限元计算分析后, 发现空冷 600MW 低压缸方案设计模型在轴向和横向刚性较小。在方案设计模型的薄弱部位增加加强筋后, 生成改进后的有限元计算模型, 对改进后的有限元计算模型进行有限元分析, 3 个方向的位移结果列于表 10.4-2。

表 10.4-2 有限元分析结果 mm

有限元分析	垂直位移	轴向位移	横向位移
方案设计实体模型	1.42	3.20	2.91
改进后实体模型	1.76	2.03	1.66

2.4 低压缸模型刚度试验

2.4.1 试验模型

低压外缸刚度试验研究在 $1:10$ 钢模型上进行。模型搁置在钢质的支架上, 载荷严格按模拟比作用于汽缸上。以应变片、百分表测量各种工况下主要受力部件的应变和位移, 同时可以研究凝汽器采用不同连接形式对汽缸结构的影响, 也可以对汽缸的稳定性问题进行分析。

模型试验用以验证低压汽缸结构分析的正确性。模型可由钢板或有机玻璃制成。钢制模型比有机玻璃模型更接近实物, 特别是组装和连接的模拟条件, 后者不易模拟。由于采用钢模型, 材料的力学性能与实物相一致, 测量稳定, 测试精度比有机玻璃模型高, 但有机玻璃模型也有材料弹性模数小, 试验时可采用较小负荷以及加工成形性能良好的优点, 根据实际要求不同, 两者均可采用。

2.4.2 试验载荷分析

低压缸除承受自重之外, 还要承受真空力、内缸重量、反力矩作用力及轴向摩擦阻力等载荷。

从其作用来看, 这些载荷可分为两种。一种是在运行过程中变化的, 如真空力、反力矩作用力和轴向摩擦阻力等。这些载荷将使低压缸在运行过程发生变形和位移。所谓汽缸刚性, 就是在上述载荷作用下缸的变形和位移大小, 特别是

内缸支撑面的垂直位移,因为它直接影响转子动静间隙的大小。因此,这类载荷是低压缸刚性试验中主要关心的载荷。另一种载荷在运行过程中是不变的,例如凝汽器和内缸重量。它们不随机组运行而发生变化,但在安装过程中需要了解在这些载荷作用下缸的变形和位移,以供机组安装调整动静间隙时参考。

在这些载荷中,真空力是主要的,其次是内缸重量等。反力矩作用力和轴向摩擦力等可以不予考虑。一般来说,如能承受真空力,低压外缸的结构基本上就可通过了。在试验确定内部支撑结构时主要考虑的也是真空力。

在与凝汽器不同连接形式下,低压缸所受的载荷相差很大。特别是真空力,在刚性连接时,上下缸的真空力是平衡的,而在柔性连接时却是不平衡的。其次是凝汽器和水重,在刚性连接中是存在的,而在柔性连接中是不存在的。由于载荷在不同连接形式下有很大区别,所以汽缸载荷也相应有很大区别。

模型试验中,实加载荷为真空载荷、内缸和持环等重量,并略去次要载荷。空冷机组汽轮机轴承坐落地,没有必要加转子重量。真空载荷是通过采用真空装置使汽缸内部形成负压来实现的。为此,试验时外汽缸应予密封,内缸、持环等载荷在加力于作用点后,用测力传感器检测;应力和位移用应变片和千分表检测,用模型与实机的相似准则来推算变形和应力值。

从模型测得的真空载荷下的变形 δ_m 和应力 σ_m ,按下述换算成实机的变形 δ_r 和应力 σ_r

$$\delta_r = \frac{\rho_r E_m L_r}{\rho_m E_r L_m} \delta_m \quad (10.4-14)$$

$$\sigma_r = \frac{\rho_r}{\rho_m} \sigma_m \quad (10.4-15)$$

外加负荷下的变形 δ_r 和应力 σ_r

$$\delta_r = \frac{W_r E_m L_m}{W_m E_r L_r} \delta_m \quad (10.4-16)$$

$$\sigma_r = \frac{W_r}{W_m} \left(\frac{L_m}{L_r} \right)^2 \sigma_m \quad (10.4-17)$$

式中: p 为压力; E 为材料弹性模量; W 为负荷; L 为尺寸,下标 m 指模型, r 指实机。

3 空冷机组汽轮机的轴系设计

空冷机组汽轮机背压和排汽温度高,背压变化频繁,背压和排汽温度变化范围大,低压缸和框架与基础的局部变形量也比较大。这些因素对空冷汽轮发电机组轴系稳定性将会产生一定影响,应仔细设计大型空冷汽轮发电机组轴系的动静特性,以保证大型空冷机组的安全性。

3.1 轴系振动的设计判据

3.1.1 轴系弯曲振动

汽轮发电机组轴系弯曲振动设计判据包括以下四个方面的内容。

3.1.1.1 轴系临界转速

汽轮发电机组轴系临界转速应避开下列区域

$$0.9n_0 < n_c < 1.15n_0$$

式中: n_c 为汽轮发电机组轴系的实际临界转速; n_0 为额定工作转速。

3.1.1.2 轴系油膜涡动的稳定性

汽轮发电机组轴系油膜涡动稳定性的设计判据

$$n_s > 1.25n_0 \quad (10.4-18)$$

式中: n_s 为轴系油膜涡动引起的失稳转速。

3.1.1.3 不平衡响应

不同的不平衡质量分布条件对应不同的不平衡响应的评价标准。在采用某汽轮机制造公司的不平衡质量分布的条件下,不平衡响应的设计判据为

$$y_{\max} < 50 \mu\text{m}$$

$$y_{\text{brmax}} < 12.5 \mu\text{m}$$

式中: y_{\max} 为轴颈最大不平衡响应峰值, μm ; y_{brmax} 为支座最大不平衡响应峰值, μm 。

3.1.1.4 Q 系数

按 GB/T 19874—2005/ISO 101814 计算汽轮发电机组轴系的 Q 系数, Q 系数能反映轴系对不平衡响应的敏感程度,是一个无量纲不平衡响应值。计算 Q 系数的数值时,不需要假定不平衡量,其仅与空冷机组汽轮机的轴系动特性有关。采用 Q 系数法分析轴系不平衡响应的设计判据为: Q 位于 GB/T 19874—2005/ISO 101814 标准规定的 A 区。

3.1.2 轴系扭转振动

空冷汽轮发电机组扭转振动的设计判据包括以下两个方面的内容。

3.1.2.1 轴系扭振频率

汽轮发电机组轴系扭振频率的计算值应避开下列区域

$$45 \text{ Hz} \leq f_m \leq 55 \text{ Hz}$$

$$93 \text{ Hz} \leq f_m < 108 \text{ Hz}$$

避开第一个区域意味着轴系扭振频率应避开工频瞬态电磁力矩激励(冲击扭振);避开第二个区域意味着轴系扭振频率应避开倍频瞬态电磁力矩激励(超同步共振)。

3.1.2.2 轴系扭振应力

发电机端两相短路时,汽轮发电机组转子任何部位的最大名义切应力 τ_{\max} 应小于材料抗扭屈服极限,设计判据为

$$\tau_{\max} < \tau_s \quad (10.4-19)$$

式中: τ_{\max} 为发电机两相短路转子最大名义切应力; τ_s 为材料抗扭屈服极限。

3.1.3 汽流激振

汽流激振是国内外许多科研单位正在研究的课题,国内外尚未对空冷机组汽轮机防止汽流激振的轴系稳定性的设计判据形成统一看法,设计判据阶段性的研究成果如下,在工作转速下考虑汽流激振影响的最恶劣工况下,把轴系对数衰减率 δ 作为考虑汽流激振的轴系稳定性安全的设计判据为

$$\delta > 0.065$$

式中: δ 为考虑汽流激振影响的最恶劣工况下轴系的对数衰减率。

3.1.4 基础振动

根据动力机器设计规范的国家标准 GB 50046—2008《工业建筑防腐蚀设计规范》,3000r/min 汽轮机基础振动的设计判据为

$$y \leq [y]$$

式中: y 为国家标准 GB 50046—2008 给定的扰力下计算出的振动线位移, mm; $[y]$ 为允许振动线位移, $[y] = 0.02 \text{ mm}$ 。

3.2 落地式轴承座

3.2.1 低压缸轴承座设置形式

汽轮机轴承座是用来安置径向轴承和推力轴承的,从而起到支撑固定汽轮机转子与静止部件之间相对位置的作用。低压缸轴承座和其他轴承座(箱)一样,应保证在各运行工况下,维持轴承标高的稳定性。大型汽轮机低压缸轴承座设置形式有两种,为轴承座与汽缸连为整体的整体结构和轴承

坐落在机组基础上的分开结构。

轴承座与汽缸连成一体的结构称为座缸式轴承座，转子的动、静载荷通过轴承座传递到汽缸壳体，再经汽缸的裙部支撑传递到基础上的。低压缸的真空载荷也是通过上述壳体经裙部支撑传递到基础上的。从载荷传递情况可见，为维持轴承标高在运行中的稳定，轴承座与汽缸连接结构应有足够刚度。另外，对这种结构还应考虑运行中温度变化对轴承坐标高的影响。

轴承座与汽缸体分开的结构称为落地式轴承座，轴承座直接坐落在基础上，有足够支持刚度且不受机组工况和汽缸承受载荷变化的影响，易于维持轴承坐标高在运行中的稳定和支撑刚度的提高，有利于提高轴系的稳定性和减小不平衡影响。但它将加大每根转子的两支持轴承间的跨距，增加机组总长。有时可采用单支点支承的转子来改善这一问题。

对低压缸轴承座的结构形式，各汽轮机制造厂均有其成熟的传统结构，一般不宜轻易改变。对于空冷机组汽轮机，由于低压缸排汽温度高，且变化幅度较大，变化频繁，因此轴承的标高变化很大。如果低压轴承坐落在低压缸上，则在运行中轴承中心线将会被抬高并处在经常变化之中，导致轴承负荷的重新分配，影响轴系稳定性，易诱发轴系振动。为此，空冷机组汽轮机低压轴承座原则上应采取落地式布置。

3.2.2 轴承座设计要点

(1) 轴承座承担着汽轮机转子的动、静载荷，同时还承担着由于传递扭矩带来的反作用力及高速旋转部件的不平衡质量引起的动载荷，因此轴承座应有足够强度和刚度，同时应有良好的抗震性能。转子与轴承组成机组的轴系，应校核在激振力作用下出现的轴系的临界转速，使之避开工作转速频率并有一定裕度。轴承座的底平面与基础台板之间应接触良好，一般要求是 0.05mm 的塞尺塞不进。

(2) 轴承座应有较好的稳固性能，一般应使轴承承力中心的垂线落在轴承座底平面范围之内。如果总体设计要求对轴承采用悬臂式支柱的结构，则轴承座必须有足够的刚度，还应仔细地分析可能引起轴承座产生振动的因素，并应采取有效抗振的措施。

(3) 轴承座下半箱内的容积和排油通道的面积应保证箱内的润滑油在任何情况下都不会溢出，也不会由于转子的高速旋转使油受到强烈搅拌而乳化。要利用排油管的合理落差和排油气装置作用，保持轴承座内为一定的负压。

(4) 在轴承座的中分面及各进出油法兰处均有较好的密封性，不能有裂缝和渗油现象出现。轴承座内壁和油管的内、外壁均要清理干净、保持清洁完好，不得有裂纹、漏油等现象发生。在转子穿过轴承座的地方应装有挡油环和挡汽片，以防止润滑油向外泄漏或轴封蒸汽漏入轴承座。

3.2.3 空冷机组汽轮机轴承座结构

空冷机组汽轮机在运行时，排汽温度、汽缸的刚度、凝汽器的真空度、排汽管道的胀缩都会发生变化。如果轴承座采用座缸式，则轴承的标高和负荷都会随之而变；若采用落地式轴承座，可基本上消除上述因素的影响，这有助于提高轴承座的支承刚度，有利于保证轴系的稳定性。在共振转速附近，振幅和转速的关系，是由系统阻尼和激振力决定的，坐落在水泥基础上的轴承坐要比坐落在排汽缸上的轴承座阻尼大得多，因此在相同激振力作用下，前者振幅要比后者小得多。对于采用落地式轴承座的空冷机组汽轮机的低压缸，可保证轴承标高不受低压缸热膨胀的影响，也不受低压缸变形的影响，还不受排汽温度和真空载荷的影响，只与运行平台环境温度、基础位移和安装不对中有关。

3.2.4 轴承座及其与汽缸的连接

汽轮机部分轴承座大多是钢板焊接结构。某型号 600MW 空冷机组汽轮机的 1 号轴承座位于机头，内部主要装有主油泵、1 号轴承和胀差指示器，外侧装有就地膨胀指示器；2 号轴承座位于高中压缸和 1 号低压缸之间，内部主要装有推力轴承、2 号轴承和 3 号轴承；3 号轴承座位于 2 个低压缸之间，内部主要装有 4 号轴承和 5 号轴承；4 号轴承座位于 2 号低压缸和发电机之间，除内部装有 6 号轴承、盘车大齿轮和胀差指示器外，其上部还装有盘车用的回转设备（该回转设备既可手动操作，也可自动控制）。

为了克服排汽温度变化对轴承标高的影响，该型号空冷机组汽轮机采用落地式轴承座，端部汽封与汽缸的连接有两种方法可以选择。一种方法是与汽缸刚性连接，这种方法很简单，但由于汽轮机在运行过程中，轴承座与低压缸的标高变化不一致，必然会引起转子和汽封之间间隙发生变化，为了避免碰磨，则必须增加初始汽封间隙，这势必影响机组效率。另一种方法是采用端部汽封与轴承座刚性连接、与汽缸通过波形膨胀节柔性连接，见图 10.4-5。虽然这种方法要增加波形膨胀节，但它既能保证低压缸的真空严密性，又能确保汽封与转子之间保持合适的动静间隙。国产 300、325 和 600MW 空冷机组汽轮机大多采用这种结构，运行证明是成功的。

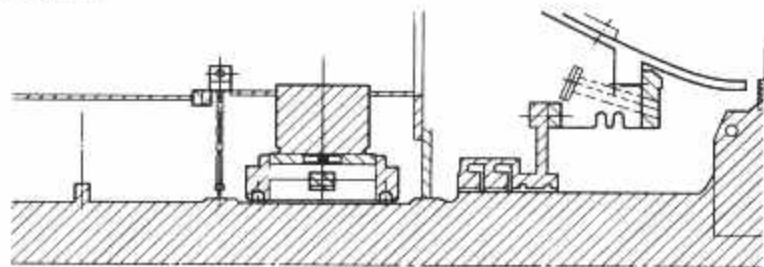


图 10.4-5 端部汽封与轴承座刚性连接、与汽缸通过波形膨胀节柔性连接

3.2.5 轴承座刚度的有限元分析

实体建模所用的数据取自空冷机组汽轮机落地轴承座的结构设计图纸，建立三维有限元模型，并根据轴承座的各项约束完成实体模型的前处理。某型号 600MW 空冷机组汽轮机低压落地式轴承座的有限元模型采用四面体单元 10 节点划分网格，整个模型生成的节点数为 218068，单元数为 136517。对轴承座结构进行有限元分析，发现轴承座的垂直方向、轴向和横向的位移对轴承座的刚度有比较大的影响。对落地式轴承座的三维模型进行有限元分析，得到轴承座实体模型工作状态下在垂直方向、轴向和横向的刚度计算结果列于表 10.4-3。对某空冷 600MW 汽轮发电机组低压转子轴承座用 NASTRAN 商业软件进行静刚度分析，得到的支撑刚度数据大于 $3.24 \times 10^9 \text{ N/m}$ ，满足设计要求。轴承座在 3 个方向上的刚度大于各个方向的刚度要求，表明该空冷机组汽轮机轴承座的刚度符合工作状态的安全要求。

表 10.4-3 轴承座刚度的计算结果 10^9 N/m

垂直刚度	轴向刚度	横向刚度
25	3.68	4.4

3.3 轴系动特性计算实例

空冷机组汽轮机低压缸轴承座采用落地式轴承座后，低压转子的跨距有所变化，应对整个汽轮发电机组轴系振动特性进行计算，包括弯曲振动、扭振和轴系稳定性的计算，各项指标均应满足轴系振动设计判据的要求，并应有一定的安

全余量。

3.3.1 600MW 空冷机组

某型号 600MW 空冷机组汽轮机轴系不平衡响应、临界转速和 Q 系数的计算结果分别列于表 10.4-4、表 10.4-5 和表 10.4-6。在方案设计阶段经过计算，发现增大轴承座的支承刚度对减小轴颈的不平衡响应峰值是非常有效的。如果某空冷 600MW 汽轮发电机组低压转子轴承支承采用座缸式，经计算轴系的不平衡响应峰值比落地式要大（5~8 号轴承）。座缸式空冷机组轴系的低压转子二阶无阻尼临界转速为 3371r/min（临界转速避开额定转速 12.4%），比落地式空冷机组轴系的 3470r/min（临界转速避开额定转速 15.7%）要低近 100r/min。由此可见，采用落地式轴承座的 600MW 空冷机组汽轮机的轴系的安全裕度更大。

表 10.4-4 600MW 空冷机组轴系不平衡响应的计算结果

轴承号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
落地式	5.334	8.382	6.858	8.382	24.38	22.10	23.62	24.38	19.81	13.71	0.762
座缸式	6.096	8.382	6.096	6.858	29.72	25.91	27.43	29.72	19.81	13.72	0.762

表 10.4-5 600MW 空冷机组轴系临界转速的计算结果

阶次	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
落地式临界转速	780	1632	1666	1715	1787	2073	3470	3723	3896	3912
座缸式临界转速	780	1579	1606	1714	1786	2073	3371	3632	3893	3912

表 10.4-6 600MW 空冷机组轴系 Q 系数的计算结果（低压部分）

轴承箱	阶次	频率 (r/min)	频率/ 3000(r/min)	Q 系数 计算值	许用 Q 系数
落地式	LP-1, 1 阶	1833	0.61	4.7	13.4
座缸式	LP-1, 1 阶	1754	0.59	5.4	13.5
落地式	LP-2, 1 阶	1856	0.62	4.9	13.3
座缸式	LP-2, 1 阶	1774	0.59	5.6	13.5

续表

轴承箱	阶次	频率 (r/min)	频率/ 3000(r/min)	Q 系数 计算值	许用 Q 系数
落地式	LP-2, 2 阶	4066	1.36	2.6	7.2
座缸式	LP-2, 2 阶	3946	1.32	2.9	7.5
落地式	LP-1, 2 阶	>4500			
座缸式	LP-1, 2 阶	>4500			

3.3.2 325MW 空冷机组

某 325MW 空冷机组汽轮机低压缸轴承座采用落地式。为确保该机组的安全可靠运行，应对其轴系动态特性进行详细的计算。计算的具体内容有轴系静态特性计算、轴系临界转速计算、转子对峰值响应的敏感计算、轴系的稳定性计算、轴系的扭振频率计算及二相短路计算，轴系振动的技术结果均满足设计判据的要求。该空冷汽轮发电机组额定转速时轴系各转子对数衰减率计算结果列于表 10.4-7，轴系扭振频率和二相短路时轴系危险截面扭振应力的计算结果分别列于表 10.4-8 和表 10.4-9。

表 10.4-7 325MW 空冷机组对数衰减率的计算结果

转子名称	高、中压 转子	低压转子	发电机 转子	励磁机 转子
对数衰减率 δ	0.295	0.427	0.08/0.28	0.355

表 10.4-8 325MW 空冷机组扭振频率的计算结果

阶次	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
计算结果 (Hz)	18.7	24.0	25.6	135.0	150.4	162.1	169.9	171.5	174.5	176.8

表 10.4-9 325MW 空冷机组扭振应力的计算结果

轴承号	计 算 结 果							
	1	2	3	4	5	6	7	8
剪切应力 (MPa)	0.27	150.4	64.3	234.8	256.2	28.2	473.8	15.7
许用剪切 应力(MPa)	338	338	438.8	438.8	381	381	536.9	536.9

第5章 直接空冷系统和间接空冷系统的结构设计

1 空冷系统换热元件

空冷系统的换热元件一般采用翅片管。翅片管是空冷系统的核心和关键元件。它的性能直接影响空冷系统的性能和应用。正是由于翅片管制造技术的发展,才使空冷技术得以应用和发展。

对翅片管的基本要求有以下儿点:

(1) 良好的传热性能。
(2) 良好的耐温性能。
(3) 良好的耐热冲击力(空冷系统在启动、停机或热负荷不稳定,气象条件发生骤变时,会造成翅片管壁温的频繁变化。这种热冲击可能导致翅片松动,使翅片与管子之间的接触热阻增加)。

- (4) 良好的耐大气腐蚀能力。
(5) 易于清理尘垢。
(6) 较低的制造费用。
(7) 足够的管内耐压能力,较低的管内压降。
(8) 较小的空气侧阻力。
(9) 良好的抗机械振动能力。
(10) 易于取得的金属材料。

上述各项要求,有的是互相矛盾的,因此,翅片管应根据使用条件来作选择。目前有各种各样的翅片管同时被广泛地使用。

1.1 直接空冷系统换热元件的类型与特性

直接空冷系统换热元件如图 10.5-1 所示,其发展经历了 4 个阶段。

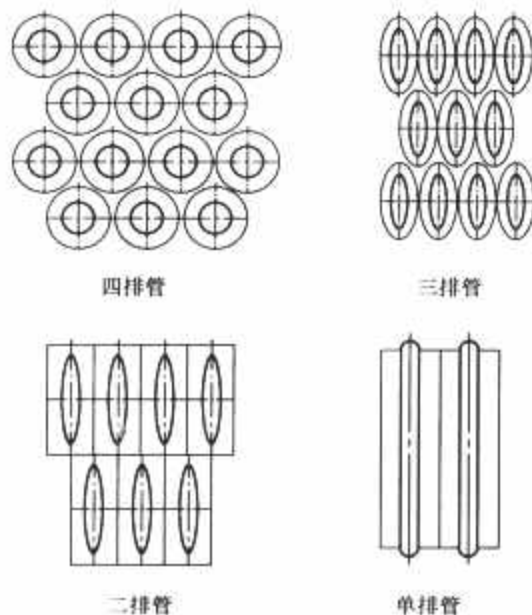


图 10.5-1 直接空冷系统的换热元件

1.1.1 圆管圆翅片管

圆管圆翅片管如图 10.5-2 所示。在电站空冷技术发展的初期该管得到一定程度的应用。使用这种翅片管往往采用四排,制造方便,价格便宜。内管采用碳钢,管外选用既有

较好延展性、抗大气腐蚀能力强,又有良好的传热性能的铝。其不足之处是在寒冷地区使用时,冬季管内易于结冰冻裂,防冻效果不佳。圆管圆翅片管应用于四排管。其基本参数如下:

- (1) 基管尺寸为 $\phi 38$ 。
(2) 管壁厚为 2.5mm。
(3) 翅片尺寸为 $\phi 70$ 。
(4) 翅片厚为 0.4mm。
(5) 翅片间距为 2.3~3.2mm。

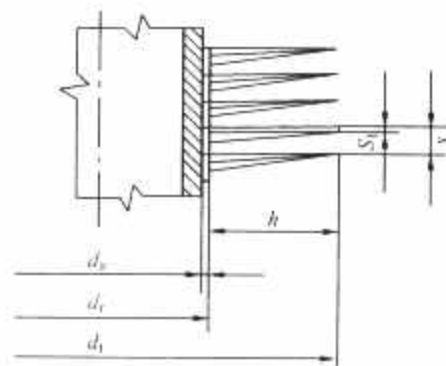


图 10.5-2 圆管圆翅片管

1.1.2 椭圆管绕钢带翅片管

椭圆管绕钢带翅片管如图 10.5-3 所示。在椭圆管外缠绕钢带,再进行热浸锌,往往采用三排管。其优点是价格低廉,材料的利用率较高,缺点是过冷度较大,不易于清洗。椭圆管绕钢带翅片管应用于三排管。其基本参数如下:

- (1) 基管尺寸为 72mm×20mm。
(2) 管壁厚为 1.5mm。
(3) 翅片尺寸为 94mm×46.7mm。
(4) 翅片厚为 0.5mm。
(5) 翅片间距为 5mm 或 4mm (迎风面第一排管)、3mm (迎风面第二排管)、3mm (迎风面第三排管)。



图 10.5-3 椭圆管绕钢带翅片管

1.1.3 椭圆管套矩形翅片管

椭圆管套矩形翅片管见图 10.5-4。制造时先将矩形翅片套于椭圆管上,再进行热浸锌,有时在矩形翅片上冲出喘流片以提高传热性能,但压降也随之增加。

1.1.3.1 椭圆管套矩形翅片管的特性

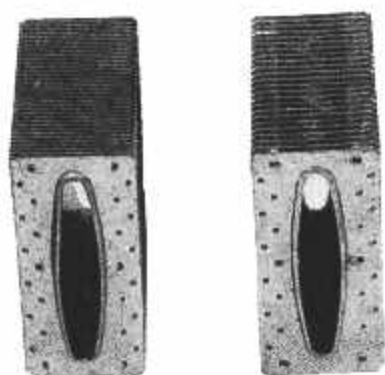


图 10.5-4 椭圆管套矩形翅片管

- (1) 与同样截面的圆管相比，其水力直径小，因而管内换热系数大。
- (2) 流体在管子尾流区形成的涡流小，所以管外压降可较圆管减少 30%。
- (3) 与同样横截面的圆管相比，其表面积约大 15%，因此，在相同流速下，管外换热系数可提高 25%。
- (4) 翅片效率高，在同样条件下，圆管的翅片效率为 74%，而椭圆管为 82%。
- (5) 矩形翅片椭圆管采用短边迎风，迎风面积比较小，因而设计紧凑，占地面积只有圆管的 80%。

1.1.3.2 椭圆管套矩形翅片管的尺寸

- 椭圆管套矩形翅片管应用于二排管，其尺寸如下：
- (1) 基管尺寸为 100mm×20mm。
 - (2) 管壁厚为 1.5mm。
 - (3) 翅片尺寸为 119mm×49mm。
 - (4) 翅片厚为 0.23mm。
 - (5) 翅片间距为 4mm（迎风面第一排管）、2.5mm（迎风面第二排管）。

1.1.4 单排管（大口径扁管蛇形翅片）

单排管是适应防冻要求提出来的。单排管见图 10.5-5。基管采用钢制的大椭圆形截面的钢管，翅片为铝制翅片，两者采用钎焊的方法进行了紧密连接。这种翅片管具有换热性能好、空气侧流动阻力低的优良热工特性，使得单排管凝汽器在大型直接空冷电厂中得到了广泛的应用。



图 10.5-5 单排管（大口径扁管蛇形翅片）

整个外表面采用铝镁合金，除了能提供热力优势外，还具有非常好的抗腐蚀性能。由于口径大，便于管内的疏水，使凝结水不产生过冷；即使有局部冻结，大口径的椭圆基管也可以吸收部分冻结变形，不会冻裂。由于管子的高强度和框架结构的牢固性，翅片管束可以承受极高的机械强度的水流。因为只有一排管，所以更加易于清洗。由于翅片位于翅片管的两侧，通常只有钢管直接接触外界，所以完全可以承受通常的机械冲击，比如冰雹、堆放、装运、运输和安装过程中的踩踏。单排管尺寸如下：

- (1) 基管尺寸为 220mm×20mm。
- (2) 管壁厚为 1.5mm。
- (3) 翅片尺寸为 200mm×19mm。
- (4) 翅片厚为 0.25mm。
- (5) 翅片间距为 2.3mm。

1.2 间接空冷系统换热元件的类型与特性

1.2.1 带混合式凝汽器的间接空冷系统换热元件类型与特性

在带混合式凝汽器的间接空冷系统中得到应用的是福哥型平板翅片管，是我国在 20 世纪 80 年代由哈尔滨空调股份有限公司引进匈牙利专利技术制造的。福哥型平板翅片管的尺寸如下：

- (1) 基管尺寸为 $\phi 17.75$ 。
- (2) 管壁厚为 0.75mm。
- (3) 翅片间距为 2.88mm。
- (4) 翅片厚为 0.33mm。
- (5) 翅化比为 14.3。
- (6) 管排数为 6。

1.2.2 带表面式凝汽器的间接空冷系统换热元件类型与特性

带表面式凝汽器的间接空冷系统换热元件共有三种，即小直径的椭圆管套矩形翅片管、椭圆管绕钢带翅片管和福哥型平板翅片管。椭圆管翅片管与直接空冷系统的换热元件相比，外形相似，尺寸较小，小直径的椭圆管翅片管尺寸见表 10.5-1。福哥型平板翅片管则与混合式凝汽器的间接空冷系统换热元件完全一样。

表 10.5-1 小直径的椭圆管翅片管尺寸

	椭圆管套矩形翅片管	椭圆管绕钢带翅片管
基管尺寸 (mm×mm)	36×14	36×14
管壁厚 (mm)	1.5	1.5
翅片尺寸 (mm×mm)	55×26	58×36
翅片厚 (mm)	0.23	0.35
翅片间距 (mm)	2.5	2.5

2 直接空冷凝汽器的结构

直接空冷系统是指汽轮机的排汽通过大直径的管道进入布置于主厂房 A 列前的空冷凝汽器，采用轴流风机使冷空气流过空冷凝汽器，使蒸汽得到冷凝，冷凝水经过处理后送回到锅炉给水系统。直接空冷系统见图 10.5-6。

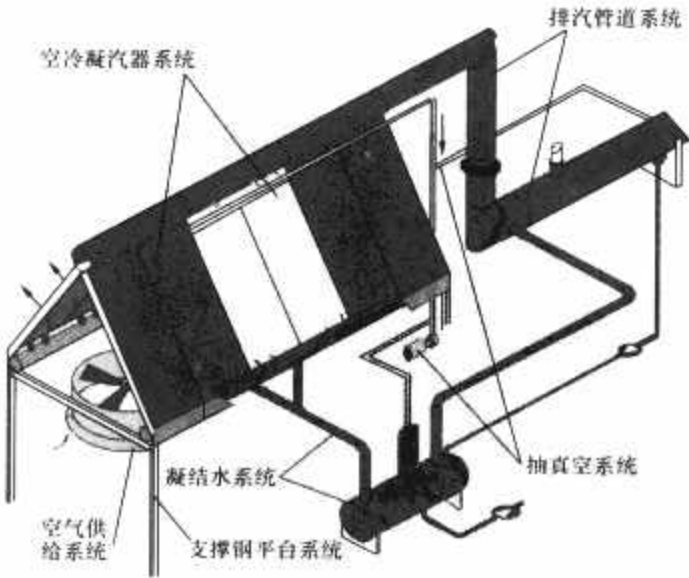


图 10.5-6 直接空冷系统

为了便于清楚地说明直接空冷系统的结构，将直接空冷系统划分为若个子系统：

- (1) 排汽管道系统。

- (2) 空冷凝汽器系统。
- (3) 空气供给系统。
- (4) 支撑钢平台系统。
- (5) 凝结水系统。
- (6) 抽真空系统。
- (7) 清洗系统。

2.1 排汽管道系统

排汽管道系统是指从汽轮机低压缸排汽装置出口到连接空冷凝汽器的蒸汽分配管之间的管道，包括管道上设置的支座、膨胀节和阀门等。排汽管道系统始于汽轮机的排汽口，终于空冷凝汽器上方。管道上配备有外加强环。转弯处的弯管内有导流板，以减少管道阻力。管道上的膨胀节用于减小由于热膨胀和位移导致的对汽轮机低压缸的应力和位移。排汽管道下方为防止震动配备有固定和滑动支座。为避免管道承受过高压力而设置的爆破片和安全阀被安装在易于接近的位置上。排汽支管根据防冻要求安装蝶阀。由于管道采用完全焊接的碳钢结构，所以空气泄漏量较小。

2.1.1 排汽管道布置

排汽管道的布置见图 10.5-7，有高位布置和低位布置两种形式。这两种布置形式在国内外的电厂中都有成功的应用，但各有优缺点。高位布置优点是占地面积小，管道不影响主厂房的通风；缺点是原材料投资大，不便于安装维护。低位布置优点是设计简单，投资小，便于安装维护；缺点是占地面积大，容易干涉地面上的其他设备，管道表面温度高，影响主厂房的通风。

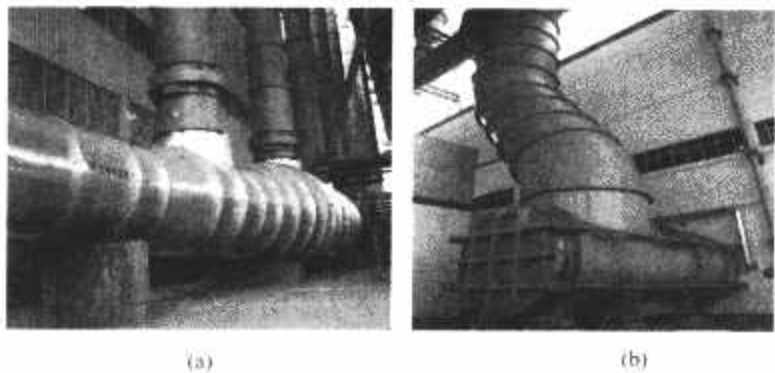


图 10.5-7 排汽管道的布置
(a) 低位布置；(b) 高位布置

2.1.2 排汽管道直径

管道直径的设计应考虑翅片管内的流速，以便确保相同的蒸汽流量进入到各翅片管中。主排汽管道分支后与蒸汽分配管连接。所有的次总管、支管与蒸汽分配管的管内蒸汽流速均小于总管的蒸汽流速。在夏季和冬季运行时，蒸汽比容的变化会导致蒸汽流速的升高和降低，以及相应的压力损失。蒸汽的流速是其密度的函数，一般为 40~80m/s。对应于不同机组容量的排汽管道总管直径参照表见表 10.5-2。

表 10.5-2 对应于不同机组容量的排汽管道
总管直径参照表

机组容量 (MW)	排汽管道总管直径 (mm)	机组容量 (MW)	排汽管道总管直径 (mm)
25	1420	200	4820
50	3020	300	5520
135	4520	600	6020 (2 个)

2.1.3 排汽管道应力计算

由于排汽管道的直径很大，壁厚相对较薄，使排汽管道

的强度和稳定性分析具有一般管道所不具有的特点。目前的应力分析主要按以下标准进行：ASME《压力管道规范 B31.1 动力管道》、DL/T 5054—1996《火力发电厂汽水管道设计技术规定》、SDG J6—1990《火力发电厂汽水管道应力计算技术规定》。在进行整体分析时可使用的程序很多，现应用的程序一般为美国 COADE 公司的 CAESAR，该程序在国内外有很多的用户。

进行整体分析所使用的模型为单元梁的模型，弯头、三通按 CAESAR 中 bend、tee 单元建立，进行应力分析时应考虑以下荷载：静载荷、附加永久载荷、动载荷、压力荷载、温度荷载、试验荷载、附加载荷（风、地震荷载，冲击、振动、沉降）等，并进行相应的工况组合。

应分别对持续载荷（自重、压力、弹簧附加力等）产生的一次应力，位移（附加位移、沉降）及温度产生的二次应力，安装状态加地震、风载所组成的偶然载荷状态进行应力校核。

(1) 一次应力的校核公式。即

$$S_{SUS} = 0.75iM_a/Z + PD_0/4t_0 \leq 1.0S_b \quad (10.5-1)$$

式中： S_{SUS} 为压力、重量和其他持续载荷产生的纵向应力之和； i 为应力增强系数； M_a 为由于持续载荷产生的总弯矩； Z 为截面系数； S_b 为材料在设计温度下的许用应力。

(2) 二次应力的校核公式。即

$$S_E = iM_c/Z \leq S_A + f(S_b - S_{SUS}) \quad (10.5-2)$$

式中： S_E 为二次应力范围； i 为应力增强系数； M_c 为由于二次载荷引起的弯矩范围； S_A 为材料在环境温度下的许用应力； f 为应力范围减少系数。

(3) 偶然应力校核的公式。即

$$S_{occ} = 0.75iM_a/Z + 0.75iM_b/Z + PD_0/4C \leq K_s \quad (10.5-3)$$

式中： S_{occ} 为偶然载荷引起的总的弯矩； K_s 为偶然载荷系数。

(4) 应力分析的结论。

- 1) 排汽管道的一次应力很大，二次应力相对较小，主要是一次应力起控制作用。
- 2) 应力最大的部位在下部三通和上部三通处。
- 3) 在工况中，主要是风载荷工况或地震工况起控制作用。

要满足汽轮机排汽装置推力，补偿器的设计和弹簧支吊的设计很关键，否则汽轮机排汽装置的推力无法满足。

2.2 空冷凝汽器系统

空冷凝汽器系统也就是通常所说的管束。大约 4~10 片管束共用一台风机冷却，这些管束和风机统称为一个冷却单元。管束是由翅片管、管束联箱、支撑管束的框架等组成。在直接空冷系统中为防止冻结，采用 K/D 结构。空冷凝汽器管束的基本形式有顺流式和逆流式两种，在顺流式的情况下，蒸汽从配汽总管向下流动，冷凝水的流动方向与蒸汽流动方向一致，冷凝液膜较薄，传热效果好，汽阻也小。但是在低负荷或在低温条件下，在翅片管底部的凝结水可能出现过冷却现象，这将增加凝结水的含氧量，并且可能发生凝结水的冻结，导致管子破裂。在逆流情况下，蒸汽由翅片管底部进入，蒸汽流动方向与凝结水流动方向相反，这样可避免凝结水的过冷现象，避免冻结。由于冷凝液膜较厚，因而传热系数较低，汽阻较大。目前，为提高传热性能，防止凝结水的冻结，空冷凝汽器管束以顺流式为主，以逆流式为辅。钢管钢翅片散热器不仅适用于直接空冷系统，而且也适用于

间接空冷系统。两种系统采用的散热器，除了翅片管的管径和翅距、总体结构和布置有些变化外，其工作原理基本相同。

2.2.1 翅片管

椭圆钢翅片管由椭圆光管和翅片两部分组成，材质均为普通碳素钢。椭圆光管的规格根据需要选择，常用的椭圆管截面（长轴×短轴）有 35（或 36）mm×14mm、55mm×18mm 等几种，管壁厚度为 1.5mm 或 2mm。翅片的厚度为 0.3~0.4mm；翅片间距（简称翅距）有 2.5、3、3.5、4、5、9mm 等数种；翅片的平均高度（简称翅高）与翅距有关，一般为翅距的 2~3 倍。翅距和翅高的变化，使翅片表面积改变，也就是改变了翅片管外表面的散热面积，从而使散热器的传热系数和空气侧阻力发生变化。因此，对最佳的翅片结构尺寸（翅距和翅高）的确定，不仅要进行理论计算，而且还要经过试验。管子长度根据布置需要选择。

镀锌钢翅片管的生产要经过两道主要工序。第一道工序是在椭圆光管外面缠绕或套装钢翅片，利用绕片机将长条薄钢带螺旋状地缠绕在光管上，成为“绕片管”；利用套片机将大量矩形钢片（钢片中央冲成椭圆孔，四周还开有气流孔）逐片等距套装在光管外面，成为“套片管”。第二道工序是在翅片管外表面热浸镀锌。

套片管与绕片管的主要区别是：第一，光管与翅片的结合情况不同。在翅片管外表面未镀锌之前，绕片管的光管与翅片之间是过盈结合；套片管的光管与翅片之间是有间隙的结合。第二，翅片的形状不同。绕片管的翅片是等宽钢带沿光管外壁呈螺旋形绕制而成的，其外形只能随光管的外形而定，光管是椭圆的，翅片也是椭圆状的；套片管的翅片可在有限的布置范围增加有效散热面积，如将翅片做成矩形，等距套装在光管上，所以在同样的散热器外形尺寸下，套片管的散热面积比绕片管的散热面积大。第三，由于形状、结构、加工、尺寸等的不同，两者的传热系数和空气阻力特性有差别。

钢翅片管热浸镀锌是钢管钢翅片散热器生产过程中相当重要的环节。镀锌的目的有两个：其一是防止腐蚀。因为散热器的翅片管在使用中，外表面常年与空气接触，而且有些场合下环境条件很差，镀锌后提高了抗腐蚀能力，可延长使用寿命；其二是加强光管与翅片之间的结合。镀锌时，锌液填充在光管与翅片间的空隙中，使两者紧密连接成一体，减少传热阻力，增加传热效果。镀锌工艺过程中，管子端头封闭，管内空气受热膨胀，管壁也受热向外膨胀，可使套片管的翅片与管子产生胀接效果。

2.2.2 管束联箱

管束联箱的结构比较简单，主要由管板、方形或半圆形箱体、箱盖、引出管等部分组成。管板与翅片管是焊接连

接。管板上的管孔根据需要确定，一般是错列排列。多根相同长度的翅片管两端分别与联箱连接起来，形成管束。

2.2.3 支撑框架

支撑框架的作用是保护管束，加强管束整体的刚度，保证管束的翅片管沿管长方向自由伸缩，确保管束在运输、安装、检修和运行中不致因变形而损坏。

支撑框架的结构简单，主要由左右侧梁、上下横梁、中间支撑等部件组成。左右侧梁和上下横梁组合成矩形框架，中间有支撑。中间支撑与翅片管之间垫以小块压型薄钢板，既不妨碍翅片管沿管长方向自由活动，又可以保证翅片管不会来回晃动和弯曲变形。散热器采取水平布置或垂直布置时，管束的组合数量和方式也有差别，所以支撑框架可以做成不同的形式。

2.3 空气供给系统

空气供给系统是直接空冷凝汽器的重要组成部分，一般采用轴流式通风机，以鼓风式强制通风方式配置在冷凝管束的下方。轴流式通风机见图 10.5-8。轴流式通风机由风机叶轮、减速箱、电动机、风机桥架、风筒等部分组成。

2.3.1 风机叶轮

电站空冷风机叶轮直径一般在 6.1、6.7、7.3、7.9、8.5、9.1、9.7、10.4m 中选取，目前最大选取 10.4m。叶片数一般选 4~8 个。叶片叶型分为普通型、低噪声型、超低噪音型和静音型等，叶型宽度从窄到宽递增。根据对风机噪声大小不同的要求，选用叶片数。叶型甚至叶轮旋转的叶尖速度也不同。叶片和轮毂的组合靠人工手动安装成固定的叶片角，然后用卡瓦和螺栓连接件固定压住。叶片安装角一般使用角度仪在距叶尖 25~50mm 处测量。轮毂与转动轴靠一个带键槽孔的半法兰式毂座来连接，毂座孔有直孔和锥孔两种，直孔式的在制造厂热装，锥孔式的可在现场安装，但锥形接触面必须保证在 75% 以上。

2.3.2 减速箱

减速箱一般用垂直平行轴二级齿轮传动减速箱。齿轮应选硬齿面的，齿面硬度为 HRC58-62。减速箱制造等级不低于 6 级精度，传动效率不低于 96%，服务系数不低于 2。要求轴输出端采用干井润滑，保证密封不漏油。轴输出端要求加长设计并采用重载轴承。箱体能承受电动机的振动并有与电动机相联的成对联轴节。减速箱要有强制润滑系统，以保证润滑充分。在严寒地区应配有加热器，以防冬季开机前润滑油凝结。通常应配有流量开关或压力开关，使其具有报警功能，以便对它的运行进行监控。减速箱的噪声应满足用户的现场环保要求。

2.3.3 电动机

空冷风机由电动机来驱动，其工作系数不小于 1.15 倍。

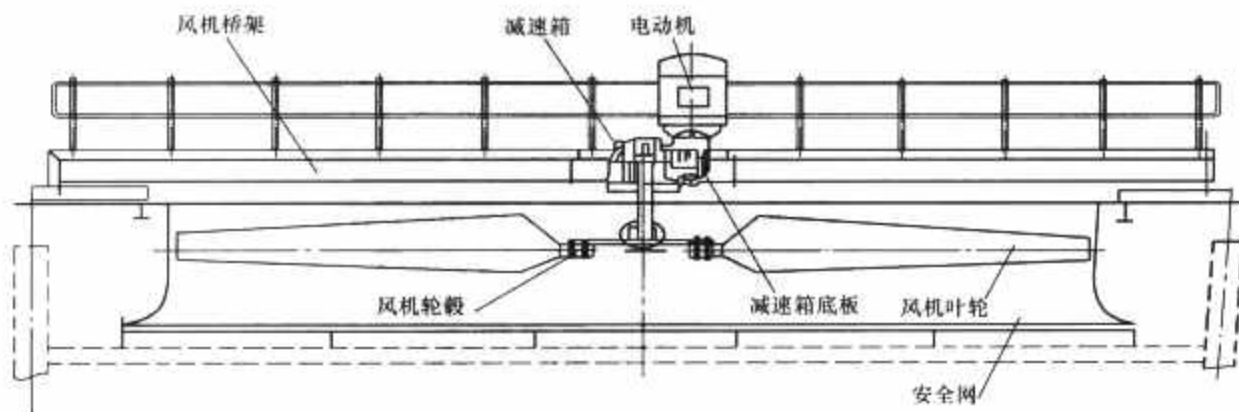


图 10.5-8 轴流式通风机

在选用变频调速运行时,应选用 YPT 系列变频调速电动机,以保证电动机在高频运行时的过载能力和在低频运行时恒转矩输出,还能保证运行时温升不超过限值。在选用双速电动机拖动时,一般选用第二速度为 50% 转的 YD 系列电动机。自动调角风机配置单速 Y 系列三相异步电动机即可。电动机要求为户外型,具有 IP54 以上的防护等级、F 级绝缘和 B 级温升,需要热过载保护的应注明,对于立式电动机应按 TEFC 风冷要求,单体电动机的最大噪声应限定在 82dB 以下。

2.3.4 风机桥架

风机桥架是安装维修风机的便道,宽 1.2m 左右,步道平面由格栅板拼铺,风阻不要太大,但要能承受 1500N/m^2 的载荷。步道两边设 1m 高的人行护栏,桥架中心要设齿轮减速箱底座的安装基础板。在整个风机安装完毕后,桥架大梁的挠度不能大于 10mm。在通常情况下,如果下面支撑钢结构的固有频率与风机的激振频率相近,可以在风机桥架的四角各安装一个带橡胶阻尼的弹簧减震器,以起到隔振的作用。

2.3.5 风筒

目前为电站空冷大直径风机配套的风筒有三种:一种是玻璃钢风筒,铺糊成型,常温固化,国内用的比较普遍。另一种是塑料风筒,由于是空腔成型,工艺复杂,虽然有轻质和吸振等许多优点,但国内尚未推广应用。第三种是钢制风筒,由于吸振性差,成型困难,大风机上应用较少,多用在小直径风机上。制造风筒的关键是保证风筒的进风效率和叶片尖端与风筒壁之间的间隙,因为它直接影响到风机的效率、噪声和运行的安全可靠。因此,对它的配套设计和安装都应给予极大的重视。

2.3.6 风机的调节

为了调节空气流量,往往配用自动调节风机。其调节方式有变速调节、变极调节、变角调节三种。

(1) 变速调节。采用手动调节轮毂,固定叶片角度,用改变电动机的电源频率来达到变速的目的,从而改变风机出力的大小。这种调节方式控制起来非常方便,它可以使风机转速在 5%~110% 范围内运行。配套时有时在顺流单元下方配固定转速风机,逆流管束下方配变频调速风机,也有时在顺逆流管束下方全部采用变频调速风机,这样虽然设备造价高些,但调节性能最佳。这也是目前电站直接空冷系统用得最多的一种风机调节方式。

(2) 变极调节。在多台风机群运行中,每台风机配置一台双速驱动电动机,通过各个风机的启停、半速,组合运行来控制,此时的调控特性曲线按阶梯形折线变化,其调节精度较粗糙,节能较少。但由于这种调控方法是以变速为基础的,所以折线下的折点流量、功耗与无级变速线吻合。因此对一套大型直冷系统由几十台风机为其服务时,采用变极数电动机驱动,结合启停、半速操作,多台调控可与变频调速相似。全年功耗与变频调速耗能相差不太大的情况下,一次性投资有很大的降低,维护费用也因结构简单而大大降低。其缺点是风机操作控制程序较为复杂。

(3) 变角调节。是指采用自动调节轮毂的角度,控制风机叶片在运行中的工作角,从而改变风机供给的空气流量和静压力的调节。变角的机械执行力一般靠气动或液压传递力来实现。变角调节由于在流量改变的同时,压力变化较小,对于管束阻力变化不大的情况下,其调节性能是很好的。但由于叶片旋转时,迫使它变角的力矩很大,这对大直径风机实现起来很困难,因此目前国内外自动变角风机最大用到直径 4.5m。在机组容量较小且需要精确调节风量的工程上可

以选用变角调节风机。

2.4 支撑钢平台系统

支撑钢平台系统用于支撑由风机群和空冷凝汽器组成的空冷单元,包括用于安装散热器的 A 型框架和用于防止热空气回流和自然风影响的挡风墙。A 型框架结构内装有用于分隔各台风机和散热器单元的隔墙,以便防止冷却空气的回流,风墙和隔墙一般是用波纹钢板制成。通过楼梯或电梯可通往平台,在 A 型框架的顶部配备有在单轨或横梁上滑动的吊车,用于安装或拆卸像风扇和驱动机构等沉重的设备。支撑钢平台承受着复杂的各种荷载,必须保证安全可靠。

2.4.1 支撑钢平台的类型

支撑钢平台的类型有全钢结构和钢—混两种,见图 10.5-9。

这两种布置形式在国内外的电厂中都有成功的应用,但各有优缺点。全钢结构的优点是安装方便,土建工作量小且施工不受季节影响;缺点是投资较大,平台下部不能布置其他设备。钢—混结构的优点是造价低廉,平台下部空间大,可以布置其他设备;缺点是土建工作量大且施工受季节影响。

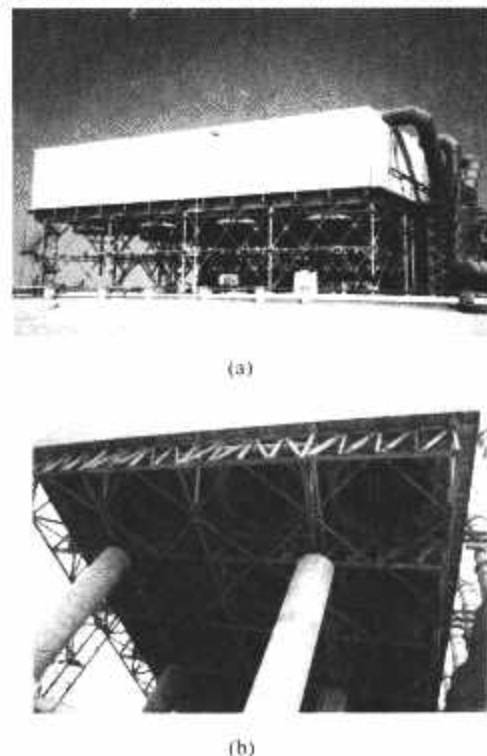


图 10.5-9 支撑钢平台结构

(a) 全钢结构支撑钢平台; (b) 钢—混结构支撑钢平台

2.4.2 支撑钢平台的静力计算

现在进行直接空冷系统平台的静力分析中,一般使用通用有限元分析程序 Staad/China2004,将 ACC 承台设计为一个带有梁和桁架杆元及与混凝土柱顶铰接的 3D 结构。其主要考虑荷载有以下几种。

承台钢结构自重。在计算中应选取不同的自重荷载系数,从而获得结构自重和构造细节(板、裂缝、螺钉等)的重量。整个结构模型的受力构件自重均按此加载。其主要考虑的恒荷载有以下几种。

- (1) 风墙的自重。
- (2) 管道支吊架荷载。
- (3) 电缆桥架的荷载。
- (4) 主管道的荷载。
- (5) 主变电桥架荷载。
- (6) A 型架隔墙的自重。
- (7) 风扇区段和安全网的自重。
- (8) 风机桥架的自重。

- (9) 管束和蒸汽分配管的自重。
 其主要考虑的活荷载有以下几种。
- (1) 一般工作荷载。
 - (2) 蒸汽分配管工作荷载。
 - (3) 风机安全网工作荷载。
 - (4) 风机桥架工作荷载。
 - (5) 雪荷载。
 - (6) 风荷载。
 - (7) 沉降。
 - (8) 地震。
 - (9) 温度荷载。
 - (10) 荷载组合。

为了获得所有构件的最不利荷载效应设计值,应根据 GB 50009—2001《建筑结构荷载规范》和 GB 50011—2001《建筑抗震设计规范的规定》进行组合。

2.5 凝结水系统

凝结水收集系统是指经空冷凝汽器凝结成的水,通过凝结水管道收集到排汽装置内的凝结水箱中,然后通过凝结水泵送入汽轮机热力系统。其主要功能为:收集空冷凝汽器的凝结水并输送到排汽装置内的凝结水箱;除去空冷凝汽器凝结水中的氧,保证凝结水含氧量不大于 $40\mu\text{g/L}$,以防止设备腐蚀;接收凝结水的补充水。

凝结水管道能够在机组启动、汽轮机旁路投运和正常的各种工况下将汽轮机排汽在空冷凝汽器内凝结成水顺利排入凝结水箱,并保证管道内的凝结水在冬季不冻结。凝结水系统的设计参数是以汽轮机调节阀全开为基础的,同时考虑其他运行工况可能产生的不利因素。应采取降低过冷度等防冻措施,并将凝结水送至排汽装置内的凝结水箱。凝结水管道管径按 DL/T 5054—1996《火力发电厂汽水管设计技术规定》选取,流速应小于 1m/s 。

由于锅炉排污等原因,需要定期向凝结水系统中补充除盐水。目前补充水的方式有两种:一种是向凝结水箱中补水,利用凝结水箱上的除氧头进行除氧。另一种是从蒸汽分配管上方利用喷头补水,利用整个抽真空系统进行除氧。从目前国内投运的机组来看,利用蒸汽分配管的补水方式,凝结水的含氧量较低。

2.6 抽真空系统

抽真空系统能够在机组启动时从排汽装置到空冷凝汽器逆流管束上联箱出口抽出空气和其他不凝结气体,使排汽装置和空冷凝汽器以及它们的连接管道内形成要求的真空度。在机组正常运行时,抽出漏入系统的空气和排汽中释放出来的不凝结气体,以维持空冷凝汽器内所要求的真空度。抽空气系统的设计参数是以汽轮机调节阀全开工况为基础的,同时考虑其他运行工况可能产生的不利因素。空冷凝汽器的最大空气泄漏量和抽空气容积通常应由空冷凝汽器的制造厂提供。现在电厂的空冷机组中常用的抽真空设备有射汽抽气器、射水抽气器和水环式真空泵。

2.6.1 射汽抽气器

射汽抽气器分为启动抽气器和主抽气器。启动抽气器的主要任务是在机组启动前使凝汽器迅速建立起必要的真空度。通常的启动抽气器都是单级的,它由工作喷嘴、混合室和扩压管三部分组成。主抽气器的主要任务是在机组正常运行期间把凝汽器中的空气抽出,以维持系统的正常真空。由于启动抽气器一般不带有冷却器且排出的混合气体压力高于

大气,混合气体的热量和凝结水都不能回收,所以启动抽气器经常运行是不经济的。当真空达到要求后,就将主抽气器投入,关闭启动抽气器。由于主抽气器有冷却器,排出的蒸汽大部分凝结成水,回收了热量和凝结水,从而提高了系统的经济性。

2.6.2 射水抽气器

射水抽气器的工作原理和射汽抽气器一样,只是工质用压力水而不用蒸汽。由射水泵来的压力水,经喷嘴将压力能转为动能,形成高度真空。射水抽气器需要设置专用的射水泵,投资较大。

2.6.3 水环式真空泵

水环式真空泵的工作原理是工作轮在泵体中旋转时形成水环和工作室,水环与工作轮构成月牙形空间,右边半个月牙形的容积由小变大,形成吸气室,左边的半个月牙形的容积由大变小,从而构成压缩过程(相当于排气室)。被抽气体进入吸气室,转子进一步转动使气体受压缩排出。排出的气体和水滴进入水箱,此时气体由水中分离出来,气体排到大气中,水滴进入泵中或排到凝结水系统中。

电厂的空冷机组中通常设置 3 台 100% 容量的水环真空泵,在空冷凝汽器安装检修质量良好时,1 台水环真空泵运行即可维持空冷凝汽器连续运行所要求的真空度,另外 2 台作运行备用和检修备用,也可以 2 台运行 1 台备用。在机组启动时,可投入 3 台运行,这样可以更快地建立起所需要的真空度,从而缩短机组启动时间。

空冷凝汽器中的抽空气管采用并联结构,不凝结气体由空冷凝汽器逆流管束上联箱出口抽出后分别流向抽空气母管,最后由母管再分别引向 3 台水环式真空泵。这种配置的优点是可以采用公用的水环式真空泵和备用泵,使系统简化,并可减少装置台数。

2.6.4 抽气器的选择

采用射汽抽气器时,需要把高参数蒸汽节流到工作参数,使系统复杂,经济性下降;不但要有调节手段,使工作参数稳定,还要有汽源。采用射水抽气器,管道系统简单,维护工作量少,启动和停用快;但需配备专用的水箱,占据空间较大,还需定期补水。采用水环式真空泵,启停灵活,占用空间小,系统简单;但价格高,维护工作量较大。目前国内电厂的空冷机组中水环式真空泵的应用较多。

2.6.4.1 管径选择

按真空系统的有关规定,为提高真空室抽气口的有效抽速,应使管道的阻力尽可能地减少。对于一般的低真空的管道,其损失允许为泵的抽速损失的 5%~10%,并尽可能做到各个抽气点压力平衡。

2.6.4.2 设备型号选择

进入系统的空气量不但与蒸汽量有关,更主要的是与处于真空状态下的各个设备的严密性和安装质量有关。真空系统的严密性一般以真空下降速度来评定。大型直接空冷凝汽器所有接口一般都采用焊接结构,阀门、水泵等设备采用水封结构,这样使系统的密封性大大提高,漏入的空气量大大减少。选择真空设备的型号时需要以下三个参数。

- (1) 漏入空气量。
- (2) 真空系统的容积。
- (3) 达到要求真空度所需要的时间。

其中第(2)条、第(3)条是设备固有的条件和机组启动的必须条件,可以比较容易确定,而漏入空气量的确定则较为复杂。目前国内外对直接空冷系统的漏入空气量未作明确规定与计算方法,只有表面式凝汽器的计算方法可以参

考,现列举如下。

苏联标准:

(1) 20 世纪 80 年代时,即

$$G_S \geq 14 \quad (\text{kg/s})$$

$$G_n = G_S/25 + 2 \quad (\text{g/s}) \quad (10.5-4)$$

式中: G_S 为进入凝汽器的蒸汽量, kg/s 。

(2) 20 世纪 60 年代时,即

$$G_n = G_S/50 + 2 \quad (\text{kg/h}) \quad (10.5-5)$$

式中: G_S 为进入凝汽器的蒸汽量, t/h 。

(3) 20 世纪 50 年代时,即

$$G_n = K_1 (G_S/100 + 1) \quad (\text{kg/h}) \quad (10.5-6)$$

式中: K_1 为严密性系数,设计时 K_1 取 5; G_S 为进入凝汽器的蒸汽量, t/h 。

美国 HEI 标准: 美国 HEI《表面式凝汽器》标准认为,漏入空气量与机组的排气量、排气口数目及凝汽器壳体数目有关。

德国 VGB 标准: 根据 VGB-R126L《汽轮机凝汽器真空泵的设计和运行建议》。

我国在设备投标时,常用的是美国 HEI 标准。

2.7 清洗系统

为保持空冷凝汽器具有良好的散热性能,每年需要定期冲洗空冷凝汽器外表面,将沉积在空冷凝汽器翅片间的污垢清洗干净。为此需要设置一套梯式清洗系统,使其能够在机组运行或停运时对空冷凝汽器进行清洗。梯式清洗系统由清洗系统和梯子组成,用于对空冷凝汽器管束进行清洗。梯子可以便于接近和维护在蒸汽分配管道上的测量点和人孔。目前国内投运的空冷机组电厂中,梯式清洗系统有自动式和半自动式两种。自动式在水平方向和垂直方向都由电动机驱动。半自动式是在垂直方向采用电动机驱动而水平方向采用人工推动。从目前运行情况看,由于空冷平台上温度较高,人工操作不太方便,采用半自动式的机组较多。

清洗系统包括清洗平台、喷嘴托架、可移动的程序控制仪、轨道系统、控制盘、不锈钢管道、活动软管、支吊架、阀门、压力表等。在每列空冷单元的两侧各有一个清洗平台,用于喷嘴托架的移动以及承载电动驱动机构。在清洗平台的下部装有在轨道系统上行走的滑轮,通过行走轮在每列间的单元过道上行走。安装喷嘴的托架在清洗平台内垂直移动。喷嘴托架上带有平直喷嘴。喷嘴托架通过导向滑车被固定在清洗平台的下部。在喷嘴托架的上方和下方分别装有限位开关。

可移动的程序控制仪有控制喷嘴托架移动和停止的按钮、控制高压泵启动和停止的按钮和紧急停机按钮。

轨道系统被安装在蒸汽分配管道下的管束上方,分布在两侧的整个长度上。

控制盘带有动力电源插座,以及用于控制清洗底盘和高压泵的电缆。

高压泵与清洗底盘之间的高压水通过高压软管输送。清洗用水一般采用除盐水。

2.8 风对空冷系统布置的影响

直接空冷系统是通过散热器直接与空气热交换来冷凝的,散热器直接暴露在空气中,利用周围的空气作为介质来进行冷却,并通过风机的强制对流来加强冷却效果。所以,气温和周围风环境的变化必然会对空冷凝汽器的正常运行产生很大影响。

气温变化比较缓慢,而风对空冷凝汽器的影响却十分迅速。在一定的环境条件下,当风速达到一定数值时,会把部分从空冷凝汽器排出的热空气带回到凝汽器入口,形成热回流,从而降低凝汽器的工作效率,使汽轮机的背压骤然升高,甚至严重威胁机组安全运行。国外已经运行的直接空冷机组曾经发生过当大气温度较高,在风向、风速和气温形成一定组合时,产生了热回流,使空冷凝汽器入口气温迅速升高,从而造成机组停机的严重后果。自然风影响空冷凝汽器效率的大小可以用(热)回流率——热空气重新又返回到进风口所占百分比来度量。

风环境状况除了取决于当地的风气候条件外,还与周围的建筑物,特别是主厂房和电厂的总图布置密切相关。同时,空冷凝汽器的效率还与空冷平台支架的高度、挡风墙高度、空冷凝汽器单元排列等技术条件有关。

目前一般通过数模分析和物模分析来考虑风对空冷系统的影响程度。

2.9 直接空冷系统热力计算

空冷凝汽器的热力计算和其他传热设备一样,都用一个基本的传热公式

$$Q = KA\Delta t_m \quad (10.5-7)$$

式中: Q 为热负荷, W ; A 为换热面积, m^2 ; t_m 为传热对数平均温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

对于空冷凝汽器,换热面积可以选取以光管面积为基准,也可以选取以翅片外表面积为基准,这时对应不同的总传热系数。如果选用以光管面积为基准,则总传热系数较大,反之则较小。因为空冷凝汽器发展过程中先有多排管,然后有三排管、二排管和单排管。每排管的翅片间距不同,则每排管的翅化比也就不同,所以习惯上一般以翅片外表面积为基准作换热计算。

式(10.5-7)也可以写成

$$A = Q/(K\Delta t_m) \quad (10.5-8)$$

若想求得换热面积 A ,首先需要确定热负荷 Q 。热负荷 Q 的大小主要取决于汽轮机低压缸的排汽参数,另外也受到排汽管道、蒸汽分配管、空冷凝汽器的阻力大小的影响。

排汽压力是排汽平面处的平均静压力,在汽轮机内做功的乏汽从汽轮机低压缸排出,经过大直径的排汽管道和蒸汽分配管流入空冷凝汽器,在流动过程中由于管道阻力的影响,压力降低。因此凝汽器进口参数的选取是指凝汽器进口平面处的平均静压力,这一点的湿蒸汽焓值和对应的饱和温度就作为凝汽器的进口参数。

凝汽器的出口参数是指蒸汽进入空冷凝汽器以后,经过顺逆流管束产生阻力降,使蒸汽凝结成水的过程中,必然存在一定的过冷现象,此时的凝结水温度和凝结水焓值就作为空冷凝汽器的出口参数。

$$Q = m(H_1 - H_2) \quad (10.5-9)$$

式中: m 为排汽流量, kg/s ; H_1 为凝汽器进口湿蒸汽焓值, kJ/kg ; H_2 为凝汽器出口凝结水焓值, kJ/kg 。

确定换热量以后,求出对数平均温差 Δt_m 。空冷器是冷热流体交叉流动的热交换器,其有效对数平均温差等于纯逆流流动的对数平均温差 Δt_m 和温差校正系数 F_1 之积

$$T = \Delta t F_1 \quad (10.5-10)$$

其中温差校正系数 F_1 由温度效率 P 和温度相关系数决定,空冷器的冷热流体流动类型属于并列交叉流。流动特点与各管积入口空气温度 t_1 相同,并由此确定 F_1 的大小

$$T_m = \ln[(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)] \quad (10.5-11)$$

式中: T_1 为空冷凝汽器入口蒸汽温度, $^{\circ}\text{C}$; T_2 为空冷凝汽器出口凝结水温度, $^{\circ}\text{C}$; t_1 为空气入口温度, $^{\circ}\text{C}$; t_2 为空气出口温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

关键是确定空气出口温度 t_2 。空气出口温度必须根据热平衡及传热速度共同确定。一般在工程上采取估算法, 利用循环达到求出空气温升的目的。

在计算机编程中, 先根据经验值初步估算总传热系数和空气出口温度, 这可为下一步精确计算提供较好的初值以节省计算循环次数

$$T_2 = t_1 + 0.015KF_t[(T_1 + T_2)/2 - t_1] \quad (10.5-12)$$

利用式 (10.5-7) 进行空冷凝汽器的热力计算, 主要困难在于如何确定总传热系数 K 。由传热学的基本原理可知, 总传热系数的倒数传热热阻等于传热过程的各项分热阻之和, 就像电路中的串联电阻一样, 从管内到管外, 空冷凝汽器的传热热阻 R 也可以看作由各项分热阻“串联”而成, 这些分热阻分别产生在不同的传热面积上。为了便于比较和计算, 一般都将其转换成以翅片外表面积为基准, 各项热阻分别为以下几种。

(1) 管内对流传热热阻。其计算公式为

$$R = (1/h_i)(A_0/A_i) \quad (10.5-13)$$

式中: h_i 为以管内表面积为基准的管内膜传热系数。

为了将管内热阻 $1/h_i$ 换算到以翅片外表面积 A_0 为基准, 并乘以 A_0/A_i 。

(2) 管内污垢热阻。其计算公式为

$$R_i = r_i(A_0/A_i) \quad (10.5-14)$$

式中: r_i 为以管内表面积为基准的污垢热阻, 为了换算成以翅片外表面积为基准, 也需乘以 A_0/A_i 。

(3) 管壁热阻。管壁热阻 R_w 为管壁本身的以翅片外表面积为基准的导热热阻, 即

$$R_w = (b/\lambda_w)(A_0/A_m) \quad (10.5-15)$$

式中: b 为管壁厚度, $b=1/2(D_0-D_i)$; λ_w 为管壁导热系数; $A_m=(A_0+A_i)\ln(A_0/A_i)$ 为管壁的对数平均表面积。

(4) 管外壁与翅片之间的间隙热阻 R_g 。矩形钢翅片管浸锌后, 由于结合十分紧密, 因而间隙热阻很少。

(5) 翅片热阻。翅片热阻 R_f 是翅片本身所产生的热阻, 它和翅片管的几何尺寸、翅片材料和管外膜传热系数有关。

(6) 管外污垢热阻。管外污垢热阻 R_o 是由于翅片管外表面上结垢而产生的热阻。

(7) 管外空冷对流传热热阻。其计算公式为

$$R_o = 1/h_f \quad (10.5-16)$$

式中: h_f 为以翅片管外表面积为基准的空气膜传热系数。

(8) 总传热热阻。总传热热阻等于各局部热阻之和, 即

$$\Sigma R = R + R_i + R_w + R_g + R_f + R_o + R_o \quad (10.5-17)$$

以翅片管外表面积 A_0 为基准时

$$1/K = (1/h_i)(A_0/A_i) + r_i(A_0/A_i) + (b/\lambda_w)(A_0/A_m) + R_g + R_f + R_o + 1/h_f \quad (10.5-18)$$

正确地选择传热过程中的各项热阻是准确计算传热的关键, 其中除管外膜传热系数需要由实验确定以外, 其他各项都是传热学中的基本内容。

管外膜传热系数和管外阻力由实验测得, 需测得在不同风速下的管外膜传热系数和风阻, 然后再加以修正。求得总传热系数后, 利用式 (10.5-8) 最终求出换热面积。

目前, 国内的 300MW 和 600MW 直接空冷系统国产化

示范工程已经相继成功发电, 现将直接空冷系统热力计算结果列于表 10.5-3 和表 10.5-4。

表 10.5-3 通辽三期 1×600MW 直接空冷机组

设计条件		计算结果	
排汽流量 (t/h)	1331	顺流管束面积 (m ²)	1 263 408
排汽压力 (kPa)	32	逆流管束面积 (m ²)	389 971
排汽焓 (kJ/kg)	2541	顺流风机 (台)	48
凝结水温 (°C)	68.6	逆流风机 (台)	16
设计气温 (°C)	32	迎面风速 (m/s)	2.1

表 10.5-4 乌拉山电厂 2×300MW 直接空冷机组

设计条件		计算结果	
排汽流量 (t/h)	664.12	顺流管束面积 (m ²)	653 656
排汽压力 (kPa)	30	逆流管束面积 (m ²)	153 415
排汽焓 (kJ/kg)	2528.7	顺流风机 (台)	24
凝结水温 (°C)	67.95	逆流风机 (台)	6
设计气温 (°C)	32	迎面风速 (m/s)	2.1

当汽轮机冬季启动时, 风机虽然没有投运, 但由于自然通风效应, 空冷凝汽器仍然具备一定的换热能力, 为确保安全启动不冻结, 要求空冷凝汽器要有一定的热负荷。通辽三期 1×600MW 直接空冷机组最小需要的热负荷和气温的关系见表 10.5-5。

表 10.5-5 600MW 直接空冷机组冬季启动最小需要的热负荷

气温 (°C)	ACC 最小热负荷 (MW)			
	不装隔离阀		装隔离阀 4 只	
	最小防冻热量 (MW)	最小防冻流量 (kg/s)	最小防冻热量 (MW)	最小防冻流量 (kg/s)
0	230	95	115	48
-5	264	109	132	55
-10	302	125	151	63
-15	339	140	170	70
-20	375	155	188	78
-25	421	174	211	87
-28	447	185	224	93

根据汽轮机和锅炉启动曲线及旁路容量 (按照其中对空冷系统防冻最不利的情况), 在冬季气温为 -20°C 时, 空冷系统启动时至少需要 4 只真空隔绝阀。

3 带混合式凝汽器的间接空冷系统结构

带混合式凝汽器的间接空冷系统主要由喷射式凝汽器和空冷塔构成。装有带百叶窗的冷却三角在空冷塔内部进行换热。为实现整个系统的功能, 还需要有冷却三角的支撑钢结构和塔内的其他附属设备。带混合式凝汽器的间接空冷结构见图 10.5-10。带混合式凝汽器的间接空冷系统由以下几部分组成:

- (1) 喷射式凝汽器。
- (2) 空冷塔。
- (3) 空冷散热器。
- (4) 百叶窗。

- (5) 支撑钢结构。
(6) 空冷塔内的其他附属设备。



图 10.5-10 带混合式凝汽器的间接空冷结构

3.1 喷射式凝汽器

喷射式凝汽器是混合式间接空冷系统的主要设备。喷射式凝汽器主要靠喷嘴将冷却水喷出,形成水膜,与汽轮机排汽直接接触进行热交换。由于是直接换热,其传热系数 K 值相当大,在蒸汽被冷凝的初始阶段约为 $470\,000\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。到了最后阶段,由于相对空气量增加, K 值减小,但也高达 $23\,000\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,因而能使蒸汽与热水温差(端差)接近于 0 。为了更有效地冷却空气与蒸汽混合物中的蒸汽,要求后冷却器内有适量的冷却水,从而形成凝汽器内过冷却,其过冷度为 $0.2 \sim 0.5^\circ\text{C}$ 。

凝汽器的总传热系数 K 值很大,喷嘴所形成的水膜面积也很大,但凝汽器本身不需要很大体积就能满足热交换过程。喷射式凝汽器由外壳、水室、后冷却器、热井等部分组成。

3.1.1 外壳

外壳与表面式凝汽器相同,都由钢板焊接而成。由于凝汽器内部处于真空状态,所以外部是大气压力,所以外壳要承受 100kPa 的压力。为满足强度要求,除外壳钢板较厚 ($12 \sim 14\text{mm}$) 外,在内部还设有加固肋,具体结构还需要进行强度计算。凝汽器设计已经标准化,一个水室占的宽度约为 1.5m ,总宽度可由水室个数和组合方式决定。

由于凝汽器是真空容器,为保证其严密性,对外壳的焊接质量要求很高。根据焊接部位的重要程度,将凝汽器各部位的焊接要求分为三等,并在设计图上说明。为便于运输,制造时需将凝汽器适当分段,运到工地再组装。

3.1.2 水室

水室呈三角形,高约 1m ,宽 0.4m 。水室的两侧壁上装有精密铸造的双孔铸铁喷嘴。喷嘴孔径为 15mm 或 13mm 。两个喷嘴水平间距为 120mm ,第 2 行喷嘴与第 1 行喷嘴错开 30mm 布置,两行为 1 组,组间距离为 300mm 。一般垂直方向设 5 行(有 1 组仅 1 行),至多不超过 8 行。 13mm 喷嘴前冷却水的压力为 15kPa 时,每个喷嘴的喷水量约为 $5.22\text{m}^3/\text{h}$,需根据冷却水量决定喷嘴数,再根据布置条件决定水室长度及水室数。每个水室间均用钢板隔开,以便形成水膜。

3.1.3 后冷却器

蒸汽与冷却水进行热交换后被冷凝成凝结水,其中仍残留着一部分蒸汽—空气混合物。为了减少热损失及凝结水损失,用抽气器将这部分蒸汽—空气混合物抽入后冷却器进行进一步冷却。冷却水一小部分经水室进入后冷却器,利用淋水盘形成的水膜与混合气体再次接触而使剩余部分蒸汽凝结。最后,空气由排空气口抽出,经抽气器排入大气。进入

后冷却器的冷却水量为总量的 $5\% \sim 10\%$ 。

3.1.4 热井

热井是一个很大容积的空腔,腔内只有支撑外壳的结构。下部出口处装有粗、细滤网。启动时,滤网可防止污物进入循环水泵,尤其是机组第一次启动时更为必要。正常运行时可取出细网,只用粗网。

3.1.5 支承结构

凝汽器下面为弹簧支座,以承受热膨胀引起的位移。

3.2 空冷塔

空冷塔的主要功能是布置和支承散热器及有关管道,完成被冷却介质(循环冷却水)与冷却介质(空气)之间的热交换任务,为冷却散热器提供足够数量的空气流,并保证通过冷却散热器实现循环冷却水与空气之间的热量传递。空冷塔与湿冷塔的差别不大。

在空冷系统中,由于冷却水是密闭循环的,所以在空冷塔内,塔顶不会产生水雾团,塔内外环境均比较干燥,这就大大改善了冷却塔的运行环境,给空冷塔的结构选择提供了较多的途径。目前,国内外采用的空冷塔结构形式主要有以下几种:钢筋混凝土结构空冷塔、钢结构空冷塔、钢铝结构空冷塔(塔体骨架为钢结构,外挂中质壳体板),还有一种结构比较独特的钢索空冷塔,塔内侧用不锈钢丝组成网架,外侧是铝质壳体板。但在已建的大型双曲线空冷塔中,大都为钢盘混凝土结构。钢结构和钢铝结构的空冷塔虽有质量轻、可以工厂化制造、施工安装快、劳动强度低等优点,但因其造价较高,且易受空气中有害物质的侵蚀和寿命较短,采用得还不多。

由于空冷塔的热效率比湿冷塔低,所以空冷塔比湿冷塔进风口高,进风面积大,这样可以提供大量的空气流。一般情况下,空冷塔进风口高度约为塔高的 $1/5.8 \sim 1/8$;同时为了满足空冷散热器布置的需要,也必须提高进风口高度。当空冷散热器在塔外围布置时,塔的进风口高度必须高于空冷散热器垂直布置的高度;当空冷散热器在塔内水平(锥形)布置时,为满足散热器的水流、气流及布置条件,也必须提高进风口高度。如我国大同第二发电厂建的空冷塔进风口高为 20m ,南非肯达尔电厂的空冷塔进风口高为 25m 。由于空冷塔进风口的高度高,所以塔壳的支柱多采用 X 形支柱。

在同样热负荷的情况下,空冷塔所需的塔体积大。如大同第二发电厂的空冷塔比 1~4 号机的湿冷塔体积大得多,湿冷塔高仅为 84m ,塔底直径为 66.78m ;而空冷塔高为 125m ,塔底直径为 108m 。空冷塔的体积一般是湿冷塔体积的 2 倍左右。

3.3 空冷散热器

3.3.1 福哥型散热器的特点

铝管铝翅片散热器也称为福哥型散热器,它是混合式间接空冷系统的主要设备。福哥型散热器的传热元件铝管铝翅片均由纯铝 (99.5%) 制成,它具有以下特点。

(1) 铝的传热系数比钢高。在同等条件下,采用铝制散热器的片数比钢制散热器少。

(2) 铝的相对密度比钢小,铝为 2.71 ,钢为 7.85 ,加之铝管壁比钢管壁薄一倍,因此每个铝管铝翅片散热器的冷却三角比钢管钢翅片散热器的冷却三角轻 15t ,安装费用和运输费用都比较低。

(3) 铝管铝翅片散热器加工简单,铝的延展性好,容易加工。铝翅片用冲压法成型,铝管与铝翅片采用胀接,制造

速度较快。

(4) 铝管铝翅片散热器用 MBV 法处理后,防腐性能好,在使用过程中不需作特殊防护。

由于以上特点,混合式间接空冷系统的铝管铝翅片散热器在世界各地得到广泛应用。我国已经引进了匈牙利的铝管铝翅片散热器专利制造技术,生产的福哥 T-60 型散热器已经匈方验收认证,在国内可以选用。

3.3.2 福哥型铝管铝翅片散热器主要技术数据

(1) 温度范围为 $-60\sim 110^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 最高使用压力为 500kPa 。

(3) 试验压力为 750kPa 。

(4) 散热器主要尺寸:翅片间距 2.88mm ,翅片厚度 0.33mm ,横向(气流方向)6排,横向中心距 25mm 。

3.3.3 福哥型散热器的结构

福哥型散热器的传热元件是铝管铝翅片,现将其组成部件分述如下。

(1) 管束。管束长 4840mm 、宽 599mm 。每个管束由60根长 4840mm 、 $\phi 17.75\times 0.75\text{mm}$ 圆铝管和1666片大板翅片及5块加强板组成。60根铝管分6排错列布置。管子及翅片的材料为纯铝,加强板材质为铝合金。加强板外形似工字钢,高 170mm 、长 599mm 、厚 6mm ,中间留孔,管子由孔穿过。

(2) 冷却元件。4个冷却管束由两端管板并联构成1个冷却元件。每个冷却元件宽 2404mm 、厚 150mm 。铝合金管板厚 18mm ,上面留有管孔及螺栓孔。冷却元件是散热器最基本的单元,它可组成各种长度的冷却柱。

(3) 冷却柱。每个冷却柱由1~4个冷却元件串联组成。两个冷却元件的管板用螺栓和连接板固定。冷却柱上下两端分别与顶部水室及底部水室相连,水室和冷却元件管板间用U形螺栓固定。组装冷却柱时,两端铝管连接处均装有O形橡胶圈密封。下部水室设有进水口与出水口,中间设有隔板,使水流进入一半(三排)管子,至上部水室后折回另三排管子,形成双流程。上部水室留有排气口,以便连接立管排空气系统。水室材料为铝合金,分别焊接制成。冷却柱标准长度有5、10、15、20m 4种。

(4) 冷却三角。在一个夹角为 60° 左右的三角形钢构架的两边固定两个冷却柱,第三边为空气通道。在最低环境温度低于 0°C 时,空气通道上设置百叶窗,用来调节冷却性能,以避免冬季冷却水温过低而冻坏散热器。三角形组件是安装的基本单元,因其为三角形,所以称为冷却三角。冷却三角还具有三角形盖板、底板、4个支承螺柱、4个橡胶软管及轨道等部件。

(5) 冷却扇形段。多个冷却三角沿自然通风冷却塔外围竖直布置。为了运行操作调节方便,将这些冷却三角分成若干组。每组设有进出水母管,母管上装有电动阀及放水阀。充水系统、放水系统及控制系统均以一组为一个单元。由于每组冷却三角在塔内呈扇形布置,故简称为冷却扇形段。

3.4 百叶窗

防止因冻坏散热器而影响机组正常发电运行的防冻措施多种多样,但用得最多和最有效的是装设进风侧百叶窗。散热器充水、排水、分段运行时,都可通过调节百叶窗的开度来控制循环水的温度。通过调节百叶窗的开度可调节冷却负荷的范围为其设计值的5%。环境最低温度在 0°C 以下的电厂,其散热器应装设百叶窗。百叶窗的尺寸与冷却柱大致相

等。两个冷却柱间的夹角一般为 60° ,钢结构框架将两个冷却柱及一个百叶窗牢固地连接成一刚性体(近于正三角形的冷却三角),使其有足够的刚度和稳定性来自我支撑。每两个百叶窗采用一套控制操作装置,根据运行工况及保护措施,在现场或控制室对百叶窗进行开度控制。

百叶窗的控制装置,以前多采用线性操纵器,即力杆与每一窗叶相连的连杆长度相同,这样当力杆动作时,整个百叶窗每一窗叶的开启程度都相同。通过大量的试验研究发现,由于百叶窗很高(可达 $15\sim 20\text{m}$),所以当百叶窗的上部窗叶和下部窗叶开启同一角度时,下部窗叶平面已与气流方向相切,但上部窗叶平面与气流方向仍呈一交角,这实际上增加了气流阻力。现设计改为非线性操纵机构,使力杆动作时窗叶开启的角度从下向上依次递减,从而有效地降低了气流阻力。

百叶窗制造的主要工艺是窗叶的冲压。冲压成型的波形叶片经冲孔后用螺栓固定在联动力杆上,其基本结构与一般工业用途的百叶窗大致相同。百叶窗的窗叶是 1mm 厚的钢板,窗叶及框架都经过热浸锌处理,有较强的耐腐蚀性。

3.5 支撑钢结构

支撑钢结构是空冷器的刚性“骨架”。钢结构的高度与三角形高度对应,亦有10、15、20m三种常用规格。钢结构由柱、梁和拉杆等零部件焊接而成,是三角形框架式结构,夹角约 60° 。其迎风侧安装百叶窗,其柱和梁所组成的左、右长方框格内分别安装左式冷却柱和右式冷却柱,并且使冷却柱成约 60° 夹角。钢结构的结构设计应满足:钢结构的性能要求;承载的安全性;结构简单、轻便,便于组装、运输和安装。柱体是用 4mm 厚的钢板滚压成型,采用异形截面设计以满足钢结构的性能要求。

在两柱体非工作面侧,按 1210mm 间距焊接有若干角钢加强梁,以增加刚度,防止柱体变形。在两柱体冷却柱工作面侧,按 2420mm 间距分布有螺栓连接孔,用以同各梁连接。两柱体的上端面焊接有盖板,下端面焊接有底板,盖板上设有垂直起吊三角形用的起吊连接孔,底板上设有将三角形固定在底部支架上的螺栓连接孔。在两柱体冷却柱工作面侧的中下位置,设有挡块,该挡块在三角形垂直安装时,可以固定冷却柱上、下位置。

在百叶窗工作面侧,等间距分布有若干个百叶窗叶片轴孔,用以安装百叶窗叶片。在上部焊接有两块加强板,两板之间留有一定间距,并设有连接孔,以供冷却三角形上部与冷却塔连接之用。柱体均作热浸锌处理。钢结构通过设置拉杆,来增加结构的强度,在保证承载安全的前提下,减轻结构的重量,使钢结构设计更趋合理。拉杆用碳钢制造,并作热浸锌处理。

3.6 塔内附属设备

3.6.1 贮水箱

每座空冷塔内均设有两个地下式贮水箱,用于贮存空冷散热器内的排水。贮水箱由钢板焊制而成,它的容积按可容纳全部空冷散热器的排水量考虑。水箱中设有液位测量装置,当水箱中实际水位与设定水位发生偏差时,可向控制系统发出信号。

3.6.2 输送泵

输送泵的作用有二:一是当空冷塔扇形段投运时,可将贮水箱内冷却水充入扇形段;二是向系统补水,当喷射式凝汽器水位下降至一定值时,输送泵能自动启动,将贮水箱内

水补入系统；当喷射式凝汽器水位升高到一定值或贮水箱水位低于标准水位时，自动停泵。每座空冷塔设两台输送泵，布置在靠近贮水箱的地下阀门室内。

3.6.3 其他附属设施

空冷塔内对应于每个扇形段设一个地下阀门室，每个阀门室内设置各冷却扇形段的进出水管道的阀门和充排水阀门。此外，每座塔还在进出水总管上设有两个紧急放水阀和两个旁通阀。

在空冷散热器底部设有冷热水环形总管，百叶窗传动机构设于塔内侧，其操作装置装于塔内地面上。

塔外围配置一套清洗设备，每套清洗设备由移动泵、柔性软管和可在圆形轨道上移动的竖直喷水排管组成，每年定期用低压水冲洗数次，以保持散热器清洁和传热效果。

3.7 热力计算和空气动力计算

3.7.1 热力计算

3.7.1.1 计算资料的准备

为进行热力计算，应事先准备下述计算资料：

(1) 汽轮机设计背压对应的凝汽器排热量 Q_c 和凝结水温度 t_c 。

(2) 根据建厂地区资料，由典型年小时气温频率统计确定设计大气干球温度，应提供 t_a 并提供建厂地区海拔 S 。

(3) 初步确定空冷塔需配置的冷却三角个数 n ，确定通过一个冷却柱的冷却水流量 G_0 和空气流量 L_0 ，设计初始温差 ITD，以及相应的空冷塔外形尺寸。

(4) 收集拟采用的空冷散热器的有关资料。

(5) 有关热力计算的其他资料。

3.7.1.2 计算步骤

(1) 经 L_1 修正后的通过冷却柱单位迎风面积的空气质量流量 (L_2 用于热力计算) 为

$$L_2 = L_0 C_K^{0.51} / A_0 \quad (10.5-19)$$

式中： A_0 为一个冷却柱的迎风面面积， m^2 ； L_0 为通过一个冷却柱的空气质量流量， t/h ； C_K 为空气流量修正系数。

$$C_K = \rho_{a0} / (\rho_{a1} - \Delta \rho_a / 2) \quad (10.5-20)$$

式中： ρ_{a0} 为空冷散热器在设计标准状态下的空气密度， kg/m^3 ； ρ_{a1} 为空冷塔进口空气密度， kg/m^3 ； $\Delta \rho_a$ 为空冷塔进出口空气密度， kg/m^3 。

(2) 计算空气的水当量 W_1 ，即

$$W_1 = L_0 C_d / 3.6 \quad (10.5-21)$$

式中： C_d 为空气的比热容， $J/(kg \cdot ^\circ C)$ 。

(3) 计算冷却水的水当量 W_2 ，即

$$W_2 = G_0 C_w / 3.6 \quad (10.5-22)$$

式中： C_w 为冷却水的比热容， $J/(kg \cdot ^\circ C)$ ； G_0 为通过一个冷却柱的冷却水流量， m^3/h 。

(4) 一个冷却柱的设计热负荷 Q_0 为

$$Q_0 = Q_c / 2n \quad (10.5-23)$$

(5) 冷却水在空冷散热器中的温降 Δt_w 为

$$\Delta t_w = Q_0 / W_2 = Q_c / 2nW_2 \quad (10.5-24)$$

(6) 冷却水在空冷散热器中的平均水温 t_w 为

$$t_w = t_{w1} - \Delta t_w / 2 \quad (10.5-25)$$

(7) 分别计算 a_0 、 a_w 、 K_a 。

(8) 分别计算空冷散热器的传热单元数 NTU 和效率 η 。

(9) 分别计算一个冷却柱的散热量 Q_0 和空冷塔总的散热量 Q 。

(10) 将计算所得的空冷塔散热量 Q 和汽轮机排热量 Q_c 比较，若两者不等，可适当调整热力计算参数，重复上

述步骤计算，直至两者接近相等。

3.7.2 空气动力计算

3.7.2.1 计算资料的准备

(1) 给出设计气温 t_a 、厂址海拔 S 。

(2) 初步选定空冷塔尺寸和一个冷却柱的空气流量 L_0 。

(3) 所选定空冷散热器的技术资料，应包括用于计算空冷散热器和百叶窗的空气阻力的经验公式。

3.7.2.2 计算步骤

(1) 计算空冷塔进口空气密度，即

$$\rho_{a1} = 9.8 T_0 \rho_{a0} (1 - K_S S) \rho_{a0} / T_a P_0 K_S \quad (10.5-26)$$

式中： T_0 、 P_0 为空冷散热器在设计标准状态参数； $T_0 = 273 + 15 = 288$ ，K； $P_0 = 101325$ ，Pa； ρ_{a0} 为空冷散热器在设计标准状态下的空气密度， kg/m^3 ； T_a 为环境温度， $T_a = 273 + t_a$ ，K； K_S 为海拔修正系数， $K_S = 2.26 \times 10^{-5}$ 。

(2) 空气温升 Δt_a 为

$$\Delta t_a = Q_0 / W \quad (10.5-27)$$

(3) 空冷塔进出口空气密度差 $\Delta \rho_a$ 为

$$\Delta \rho_a = \rho_{a1} \Delta t_a / (T_a + \Delta t_a) \quad (10.5-28)$$

(4) 空冷塔出口空气密度 ρ_{a2} 为

$$\rho_{a2} = \rho_{a1} - \Delta \rho_a \quad (10.5-29)$$

(5) 用于空气动力计算的修正后的单位迎风面空气流量 L_3 为

$$L_3 = L_1 C_K^{0.5} \quad (10.5-30)$$

(6) 计算流经散热器和百叶窗的空气阻力。

(7) 进入空冷塔的空气总量 L 为

$$L = 2nL_0 / 3.6 \rho_{a2} \quad (10.5-31)$$

(8) 空冷塔出口处空气流速 V_{a2} 为

$$V_{a2} = 4L / 3.14 D_2^2 \quad (10.5-32)$$

式中： D_2 为空冷塔空气出口处直径，m。

(9) 计算空冷塔出口阻力，把三部分阻力相加求得空冷塔空气侧的总阻力 $\Sigma \Delta P_a$ 。

(10) 求得空冷塔的抽力 ΔP_H ，并与空气侧总阻力 $\Sigma \Delta P_a$ 比较，若 $(\Delta P_H - \Sigma \Delta P_a) / \Sigma \Delta P_a > 0.005$ ，则所选定的空冷塔尺寸是适宜的，可保证空冷系统安全运行。否则，应调整空冷塔尺寸或改变进风量，重复上述计算。

山西大同二电厂 5、6 号机 200MW 机组和内蒙古丰镇电厂 4×200MW 机组是目前国内最大的带混合式凝汽器间接空冷机组，已成功运行多年，其计算结果分别列于表 10.5-6 和表 10.5-7。

表 10.5-6 山西大同二电厂 5、6 号机空冷机组基本数据

设计条件		计算结果	
冷却水量 (t/h)	22 000	冷却三角个数 (个)	119
排汽压力 (kPa)	8.8	总散热面积 (m ²)	682 584
塔散热量 (MW)	275	迎风面积 (m ²)	8211
排汽温度 (°C)	43.3	冷却三角高度 (m)	15
设计气温 (°C)	15	翅化比	14.3

表 10.5-7 内蒙古丰镇电厂 4×200MW 空冷机组基本数据

设计条件		计算结果	
冷却水量 (t/h)	22 000	冷却三角个数 (个)	107
排汽压力 (kPa)	9.8	总散热面积 (m ²)	613 752
塔散热量 (MW)	275	迎风面积 (m ²)	7383
排汽温度 (°C)	45	冷却三角高度 (m)	15
设计气温 (°C)	14	翅化比	14.3

4 带表面式凝汽器的间接空冷系统结构

带表面式凝汽器的间接空冷系统主要由表面式凝汽器和装有全钢制散热器的空冷塔构成。该系统与常规的湿冷系统相似，不同之处是用表面式对流换热的空冷塔代替湿冷塔，用碱性除盐水代替循环水，用密闭式循环冷却水系统代替敞开式循环冷却水系统。带表面式凝汽器的间接空冷系统有以下几部分组成：

- (1) 表面式凝汽器。
- (2) 空冷塔。
- (3) 空冷散热器。
- (4) 百叶窗。
- (5) 支撑钢结构。
- (6) 空冷塔内的其他附属设备。

山西太原第二热电厂 2×200MW 机组是目前国内最大的表面式凝汽器间接空冷机组，已成功运行多年，空冷系统设计计算结果列表 10.5-8。

表 10.5-8 太原第二热电厂 2×200MW 空冷
 机组基本数据

设计条件		计算结果	
冷却水量 (t/h)	22 000	冷却三角个数 (个)	126
排汽压力 (kPa)	11	总散热面积 (m ²)	599 835
塔散热量 (MW)	277	管排数	2
排汽温度 (℃)	47.5	冷却三角长度 (m)	15
设计气温 (℃)	17		

4.1 表面式凝汽器

表面式凝汽器通常与汽轮机配套供应。凝汽器本体的组合及其与汽轮机排汽缸的连接，由汽轮机制造厂提供组装图，包括设备外形尺寸、荷载及安装要求等。用于间接空冷系统的表面式凝汽器如图 10.5-11 所示。

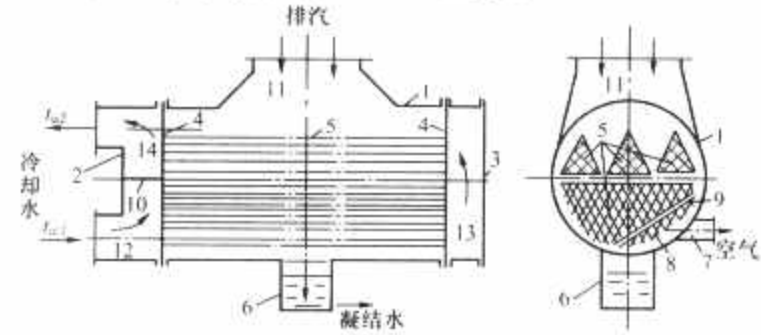


图 10.5-11 表面式凝汽器

- 1—外壳；2、3—水室的端盖；4—管板；5—冷却水管；
- 6—热井；7—空气抽出口；8—空气冷却区；9—挡板；
- 10—水室隔板；11—汽空间；12、13、14—水室

该凝汽器与常规湿冷机组的表面式凝汽器的形式大致相同，只是由于采用的冷却管子材质有所不同，故在设计结构细部和外形尺寸上有所区别。用于空冷机组的凝汽器冷却面积大于常规湿冷机组的凝汽器冷却面积，因此前者的外形尺寸也略大于后者。凝汽器的台数与汽轮机低压缸排汽口数目有关，一台汽轮机可以只配置一台凝汽器，也可以配置两台或多台凝汽器。

凝汽器和汽轮机低压缸排汽口的连接大多数为柔性连接，也有采用刚性连接的，如 ALSTOM 机组。为了调整凝汽器的安装高度和使汽轮机排汽在凝汽器内过流截面上均匀

分布和充满，汽缸排汽口与凝汽器之间往往用一段扩散短节（通常称它为喉部）连接。喉部内可以装设汽轮机的第一级低压加热器和低压旁路减温器。两台或多台凝汽器的汽侧连通管通常装在喉部之间，连通管水平方向的热膨胀用装设波形膨胀节来补偿。

凝汽器的支承通常采取支座式。凝汽器与汽轮机排汽口之间为刚性连接时，其垂直方向的热膨胀依靠改变弹簧支承的压缩变形量来吸收。由于凝汽器的荷载（即重力）较大，每个支座常由多个弹簧并列组成，共用一块支座底板。也有采取弹性连接，将支座做成固定式的，在喉部位置上装设膨胀节，以补偿热膨胀。但由于汽轮机排汽口截面积很大，密封性能要求严密，对膨胀节结构和材质都有严格要求，故膨胀节的成本较高。

凝汽器的荷载包括凝汽器本体和喉部的金属结构自重、正常运行时充水等的重力，以及工况变动时热应力，它不全部由底部支座来承受，一部分力可由汽轮机低压缸排汽口连接处传到汽缸支座来分担。

凝汽器弹簧支承的作用力为交变力，由于汽轮机排汽温度变化引起的热应力，以及凝汽器内水位升降变化产生的重力变化，致使总作用力产生交变，它通过支座下的钢筋混凝土支墩传到汽轮机组机座基础底板上。土建设计与汽轮发电机组座一体考虑，根据凝汽器底座标高和荷载资料进行支墩的高度、结构外形和强度设计。支墩表面一般预埋铁件（通常属于弹簧支座供货件）或预留地脚螺栓孔，并留有二次灌浆的厚度以调整凝汽器的安装标高。凝汽器安装或检修完毕后的充水严密性试验增加的水重，不能由弹簧直接承受，此时应设临时刚性支承，避免使弹簧过度压缩而损坏，并应核算支墩的强度是否足够。

为了增加喉部的长度，以减小扩散角度，使排汽流经凝汽器冷却通道时分布尽量均匀，凝汽器的安装标高宜尽可能降低，但不应低于汽机房零米地面，否则凝汽器的下排冷却水管的抽装将有困难。由于空冷系统的冷却循环水采用了除盐水质，所以凝汽器管子内壁不会结垢，因而凝汽器不必装设胶球清洗装置，也不需要检修时通管子除垢。但是由于例行检查管子、管子腐蚀、胀口泄漏、焊口渗漏等原因，进行管子的更换或堵管处理工作仍然是需要的。因此，在凝汽器的一端应留出抽管子的空间，此范围内不应布置固定设备。通常汽轮发电机组纵向布置时，此空间宜留在汽轮机房 A 列侧。汽轮机房跨度较小时，可在 A 列侧墙上留出门洞或开窗，以供抽管时使用。

4.2 空冷塔

空冷塔如图 10.5-12 所示。空冷塔的塔型选择就是确定



图 10.5-12 空冷塔

冷却塔的特征尺寸。由于塔型的特征尺寸涉及塔的总高度、进风口高度、塔筒中面曲线的变化、喉部高度等诸多因素的变化以及上述因素对空气动力特征、热力特性，塔壳的屈曲稳定性和技术与经济的综合比较等的影响，因而这是一个十分复杂的问题，目前世界各国根据工程实践和有关的试验，都对塔型的比例进行了规定。

我国目前最大的表面式间接空冷系统电厂是太原第二热电厂四期工程，其塔型比例见表 10.5-9。

表 10.5-9 塔型比例表		
参 数	太二空冷塔型	国内常用塔型
喉部面积/进风口处面积	0.360 3	0.3~0.36
喉部高度/塔高	0.842 105	0.8~0.85
塔高/零米直径	1.129 61	1.2~1.4
塔筒底部切线与水平面夹角	71°	70°~71°
塔顶出口与铅垂线夹角	6.4857°	8°~10°

从表 10.5-9 中数据可看出，除了塔高与零米直径的比和塔顶出口与铅垂线的夹角略小于常用比例外，各比值都在常用比值之内。由于塔高与零米直径之比小于国内常用塔型，因而整个塔高比零米直径相同的普通冷却塔略低，显得塔比较胖一些；同时也影响到喉部以上扩散段的扩散，造成出口扩散角小于常用塔型。但从空冷塔的发展趋势看，出口扩散角是向小的方向发展。国外提供的空冷塔资料，其喉部就在塔顶，即没有扩散段。从建造工艺专业上要求，也是希望出口扩散角小一些好。

在塔筒母线方程的选择上，由于喉部面积与进风口处面积比接近常用塔型的上限，并且塔的总高度与零米直径之比小于常用塔型的这个比值，因而塔筒的出口扩散角易满足工艺的要求，即不必在喉部上下选用两段双曲线用以调整扩散角；但考虑施工方便和塔筒与柱支撑系统的连接，在塔筒的下部选用了一段直线方程，即塔筒上段采用的是一条双曲线，而下段采用的是一条直线。

表面式凝汽器间接空冷系统的空冷塔与混合式凝汽器间接空冷系统的空冷塔相比，计算方法差异不大。把我国目前最大的表面式凝汽器间接空冷系统电厂——太原第二热电厂 200MW 机组空冷塔与我国目前最大的混合式凝汽器间接空冷系统电厂——大同第二热电厂 200MW 机组空冷塔进行对比，发现两者差异很小，只是后者的进风口高度略高。200MW 间接空冷塔对比表见表 10.5-10。

表 10.5-10 200MW 间接空冷塔对比表		
对比参数	太原二电厂	大同二电厂
塔高 (m)	135	125
顶部直径 (m)	67	65
底部直径 (m)	120	108
进风口高度 (m)	15	20

4.3 空冷散热器

在空冷机组间接空冷系统中，空冷散热器之所以采用三角式结构，是因为空冷机组要求有庞大的散热表面积，为使结构紧凑，保证其结构强度和便于运输与安装，只有三角式结构形式为最佳，简称冷却三角。冷却三角由两片冷却管束组成，其夹角通常设计成 60°。管束是冷却三角的主要部件，每片管束有独立的进出水口和排气口，分别与系统的充排水母管和氮气流管相连。管束由管板、联箱、翅片管及支承结构件组成。翅片管与管板采用焊接结构连接，具有较好的防泄漏性。联箱也采用焊接结构，工艺简单、牢固可靠；支承结构采用以槽钢为侧梁，空心矩形管为横梁的桁架结构，并设计了拉条螺栓为斜拉筋起加强作用。桁架结构全部采用高强度螺栓连接。钢制空冷散热器具有强度刚度好、结构简单紧凑、可整体吊装、安装检修方便等特点。

4.3.1 管板和联箱

管板是管束的主要零件，直接与翅片管连接。管板上一般都有几百个管孔，其形状与椭圆基管截面相同，长短轴尺寸各放大 1mm 左右。空冷散热器通常为低压结构，可采用

带有较高精度定距厚板冲模加工。管板有两排管孔，翅片管组装后翅片之间有 0.33mm 的间隙，而且翅片管安装积累误差不能超过 2mm。管板冲制完后，会产生弯曲变形，要用压力机整形后才能进入组装工序。

联箱的结构比较简单，通常是半圆形或是方形箱体，联箱由进出口水管、排气管、箱板、隔板等零件组成。联箱分为活动端联箱和固定端联箱，前者只有一个容积腔，后者用隔板分开，分成上下两个容积腔，用前述的上下两排翅片管均分成两个流程，一个进水、一个出水。箱体与管板的连接采用焊接形式，这种方法工艺简单、实用，基本上不需维护检修。翅片管与管板也采用焊接连接方式。对联箱的所有零件进行喷砂处理，清除锈渍、油污等，处理后，立即涂刷有机富锌涂料，以防止生锈。

4.3.2 管束的组装

钢制散热器管束，在组装成三角之前，由于长度长，而厚度较小，整体刚度较差，容易产生变形。这是因管束选择侧梁结构方式设计抗弯截面较小，散热器的整体刚度要靠管束组装成三角后来保证，这样可以大量节约材料。因此，在管束组装时，各道工序都必须有合理实用的工装来保证管束组装质量，如工位架、侧梁专用吊具、管束专用吊具以及焊接翻转平台。组装时，首先将管板与侧梁连接成框架，并将一侧的横梁和拉筋装好，横梁一侧朝下置于组装工位架上，调整管板间距离、测量长度尺寸以确定翅片管最终尺寸。这是考虑管束长度大，公差也相应宽，在侧梁制造时长度尺寸公差控制范围是 8mm，所以在组装时每个管束管板间距离都会有数毫米差别，必须按实际尺寸来取翅片管长度。按尺寸切掉翅片管的工艺头，人工将翅片管的两端装入管板孔中，将一端与管板对齐点焊固定，另一端一般长出 2~4mm，全部装完后，将长出的管子磨去，用专用工具将管子与管孔紧紧相贴，准备施焊。

管口的焊接是管束组装过程中最重要的一个工序，其工艺要求是非常严格的。焊接有平焊和立焊两种工艺，平焊工艺简单、速度快，对焊工的技术水平要求较低，但对车间设施要求高，如厂房高度、起吊设备等，而且还必须有专用的高空焊接翻转平台。焊工在立起的管束的顶部施焊，焊完一面后，用翻转平台或行车将管束沿长度方向翻转 180°，焊接另一端面。这就增加了焊接辅助工作的难度和时间。立焊工艺复杂、难度大，要求焊工具备较高的技术水平。翅片管和管板的厚度差较大，电弧应偏向管板一侧，否则容易烧穿管壁。因此在制定焊接工艺和确定焊接工艺参数时，一般选择细焊条、小电流。焊前要严格清理施焊位置，焊前预热和焊条烘干要严格按工艺执行，焊后锤击以消除应力。焊接时为防止焊接变形，要两个焊工同时施焊，从中间向两头按顺序交叉焊接，运条方向可以逆行也可以顺行，但要有 1.5~2mm 的熔深以保证焊接强度。焊接完成后，要进行着色渗透检漏试验，补焊后二次着色，合格后可用活动联箱（专用检具）做气密性试验，再合格后可进行联箱焊接。焊后整体打压试验，保压一定时间，合格后涂有机富锌涂料于焊缝处防腐，将另一侧横梁和拉条装好，紧固并调整，测量外型尺寸，合格后完成组装。

4.4 百叶窗

百叶窗是根据气候条件，通过改变每个窗叶的开角调节百叶窗开度来调节控制通过散热器的空气流量和保温的。窗叶的转动是由电动执行器通过拉条连杆和转臂传递扭矩来完成的。在寒冷地区采用间接空冷系统必须设置百叶窗，它除

调节空冷流量外,还可以起保温作用。因为在寒冷的冬季,全部关闭叶片可防止冷空气大量流过散热器,预防冻结。

百叶窗结构简单,由压形槽钢框架和窗叶组成,框架用普通钢板压制槽钢形状,结构轻,节省材料,刚度也能保证。窗叶一般有两种结构形式,一种是单层薄板式窗叶,转轴装在窗叶的一个长边上,窗叶转动方向相同,应用于立式布置的混合式间接空冷散热器中;另一种是双层空腹式菱形截面窗叶,转轴装在窗叶的中间,相邻两个窗叶的转动方向相反,呈对开状,用于带表面式凝汽器的间接空冷散热器中,呈水平布置。

百叶窗的加工制造工艺简单,只需要通用设备。窗叶主要用镀锌钢板,在大型折边机上压形,与转轴铆接。框架也用折边机压制,再焊上加强筋,然后整体热浸镀锌。百叶窗的装配一般不需要专用工装,只需要较大场地和较多人工,窗叶通常有 20~40 片之多,每个窗叶装配后必须转动灵活,关闭严密,开启容易。

4.5 支撑钢结构

间接空冷散热器冷却管束的支撑结构是桁架结构,主要由左右侧梁、上下横梁、斜拉筋及联系件等组成。其作用是保护管束,加强管束的整体刚度,保证管束中的翅片管元件在温度发生变化时能沿长度方向自由伸缩,确保管束在组装、运输、安装和运行维护中不会变形和损坏。

侧梁主材选用工程用槽钢,由于管束厚度尺寸大,大截面槽钢既笨重又不易购买,所以也常用钢板压制槽钢形状来制造侧梁,槽钢的中间等分数段焊接一些加强筋板,两个端面焊接端板,通过螺栓与管板相连接。其中固定端管板用普通螺栓连接拧紧,而活动端管板用专门设计加工的销钉状伸缩螺栓连接,起热胀冷缩作用。

上下横梁有两种结构,一种是由厚钢板直接组焊而成,另一种是采用矩形截面空心钢管做主梁,焊上连接板制成。前者结构简单,但刚度差,重量轻,用于直冷管束;后者结构轻而复杂,加工难,刚度好。

斜拉筋采用冷拔圆钢,两端加工出螺纹。

支撑结构件加工完后都必须经过热浸镀锌防腐处理,根据设计要求镀层厚度一般取 $70\mu\text{m}$ 。要注意镀锌必须是在所有的连接孔和螺纹加工完毕之后进行,螺栓部分的镀锌采取特殊处理,镀后立即进行化学溶剂爆余锌处理才能消除螺纹槽中的积锌,以保证螺母能顺利装配。

4.6 空冷塔附属设备

4.6.1 充、排水装置

在空冷系统投运前,需将其管道及散热器充满水,停

运、检修时需将水排空,结合充水与排水,特设置充、排水装置,它由地下贮水箱、充水泵、充水管道(兼作排水管道)和阀门组成。

贮水箱布置于塔内地面以下,其有效容积按放空一座塔内全部空冷散热器及各段进出水阀门以上循环水管道内的水量进行设计,贮水箱断面为圆形,用钢板分两个焊制而成。

充水泵选用两台布置于塔内地下泵房。

经化学水处理车间制成的除盐水,通过主厂房除盐水泵及除盐水管由凝汽器进水管处补入。初次投运前经循环水母管徐徐补入地下贮水箱,运行中根据系统内水量情况定期补充。充水管道自贮水箱底部接出,经充水泵升压,一路与循环水出水母管连接,一路与各段进出水管道连接(兼作排水用)。

4.6.2 补水稳压装置

为保证系统在运行时始终充满水,并维持一定的静水压力,以保持正常的水循环,要设补水稳压装置。该装置由补水泵、高位水箱以及连接管路组成。

补水泵选用两台离心泵,一台运行,一台备用。沿空冷塔内出水母管起始两端位置,按高于散热器顶部以上设置,共用两个高位水箱。补水泵采用自动控制,当水箱为低水位时补水泵开启向系统补水,当水箱补至高水位时补水泵停运,高位水箱内设溢流管,多余水通过溢流管流回到地下贮水箱。

4.6.3 充氮保护装置

为防止空气在系统放空停运后对散热器及管道内表面的腐蚀,设充氮保护装置。初次投运前,在系统清洗水质合格后,用租来的液氮站大容量瓶向系统充氮。系统充水后,氮气置换到地下贮水箱中。

充氮保护装置由氮气瓶、氮气汇流排、缓冲罐以及连接管路组成,每座空冷塔设两组氮气瓶。两组氮气瓶由氮气汇流排汇集,通过减压阀减压,经缓冲罐、管路与高位水箱溢流管连接。由于溢流管与高位水箱上部以及地下贮水箱顶部相通,故借此向系统补充氮气,在每个散热器顶部设有排气管并按段汇集后与高位水箱上部连接。此管系的一个作用是系统充水时,将氮气排出并引至高位水箱;另一个作用是系统放水时,将氮气补充至系统中。

4.6.4 散热器冲洗装置

冲洗水源接自辅机循环水系统,经一台高压泵升压,通过设于沿散热器内外圈通道布置的冲洗水管道,用每隔一定距离设置的接口,与冲洗水枪连接,可进行人工冲洗。

第6章 汽轮机与空冷系统的运行控制和维护

1 机械通风直接空冷系统的运行控制和维护

1.1 机械通风直接空冷系统

机械通风直接空冷系统没有循环冷却水系统,增加了数十台大直径轴流冷却风机及其配套设备。从实际运行情况来看,只要风机的设备质量好,加强运行和维护的管理,设备维护工作量并不大,风机的安全可靠运行是能够得到保证的。

直接空冷机组的真空系统容积要比间接空冷机组及湿式冷却机组大得多,真空系统的严密性应引起重视。就冷却系统而言,只要真空系统范围内的设备(散热器、管道及阀门)制造和安装质量得到保证,真空严密性是能够符合要求的。

现代大型空冷机组以热控系统 DCS(分散控制系统)实现对空冷系统设备的启动、停止以及对正常状态下风机的运行进行控制,维持给定的排汽压力。

直接空冷机组无论容量大小,其运行和维护的内容及控制原则是基本相同的。下面就以大同第二发电厂二期工程的2×600MW 直接空冷机组为例,叙述直接空冷系统的运行和维护。

一台600MW 直接空冷机组的空冷凝汽器(ACC)共计56个冷却单元(风机小间),组成8列,每列7个(排)冷却单元,布置在汽轮机房A列外高40m的钢架结构的平台上。在第1、8列冷却单元入口安装有隔离蝶阀。顺流翅片管面积1269246m²,逆流翅片管面积262603m²;每列的第2、6排冷却单元60%的散热器为逆流散热器。变频器调速冷却风机直径8.91m,风机电机132kW,调速范围为20%~111.5%,额定转速为10~55.75r/s。排汽管道(直径6m)与汽轮机低压缸直接连接,无排汽装置;另设有凝结水箱和热井水箱,配备有两台凝结水泵和两台疏水泵。真空系统配备有三台水环真空泵(115kg/h)。热控系统 DCS 功能包括水环真空泵、凝结水泵、疏水泵和56台风机等辅机设备及系统的控制、连锁、保护功能。其由功能组级、子功能组级和驱动级三级控制的层次性结构组成。风机分成9组分别控制,其中第1、8列各为一组,第2~7列的第1、2、3、4、5、6、7排各为一组。

1.2 直接空冷系统启动

大同600MW 直接空冷机组汽轮机的启动方式分为两种:高压缸启动和高、中压缸联合启动。直接空冷系统在冬季启动,需按防冻要求和机组状态,来确定汽轮机的启动方式。

1.2.1 启动应具备的条件

(1) 热控系统 DCS 各功能组功能符合要求,动作正确可靠。

(2) 电动阀门的各种工作状态正常,在冬季启动前,对配汽管道入口隔离阀应进行开启和关闭试验。

(3) 真空系统、凝结水系统及疏水系统试运正常。

(4) 风机组各设备应符合要求。

1) 风机各组件连接牢固,盘动叶轮灵活,无阻滞现象。

2) 减速箱润滑油加注到位,油温合适。

3) 变频器和电动机试验合格,风机旋转方向正确。

4) 风机在各转速的振动合格。

(5) 空冷凝汽器冷却单元应符合要求。

1) 冷却单元与外界应密封,与外界有联系的缝隙应封堵。

2) 冷却单元内设备清洁、无杂物。

3) 各列冷却单元入口门和单元间的隔断门应关闭且严密。

1.2.2 直接空冷系统启动

除冬季外,其他季节启动对直接空冷系统没有特殊规定。

(1) 冬季启动过程中应注意以下要点。

1) 环境温度小于等于2℃时,汽轮机冷态启动应采用高、中压缸联合启动的方式。热态启动要依据汽轮机金属温度和环境温度确定启动方式。

2) 禁止在汽包有压力时开启主蒸汽及再热蒸汽管道疏水。开启主蒸汽及再热蒸汽管道疏水前必须确认空冷凝汽器已经抽起真空。

3) 锅炉点火后,并在再热器允许的干烧能力时间内,应尽快增加旁路流量,使空冷系统达到要求的最小防冻热量,最小防冻热量由环境温度确定。大同600MW 机组直接空冷系统的最小防冻热量厂家规定值见表10.6-1(当一台600MW 机组空冷凝汽器全部56个冷却单元投入运行时)。

表 10.6-1 不同环境温度下的最小防冻热量

环境温度(℃)	0	-5	-10	-15	-20	-25	-29
最小热量(MW)	200	230	260	295	330	365	390

4) 发电机并网后根据汽轮机缸温,在汽轮机热应力和胀差允许的条件下,尽快达到防冻最低机组负荷。

(2) 直接空冷系统启动由热控 DCS 指令启动 ACC 启动功能组来执行。

1) 启动准备条件。预选一台疏水泵、凝结水泵作和水环真空泵作为工作泵,由运行员将背压设定为15kPa。

2) 启动允许条件。启动汽轮机以前所必须的系统已投入,如疏水系统、轴封系统已运行及真空破坏阀关闭等。

3) 启动步骤。ACC 启动功能组按允许条件和程序分别启动凝结水泵启动子组、疏水泵启动子组、水环真空泵启动子组和风机启动子组1或组2,两个启动子组任一个结束,本功能组结束,即直接空冷系统启动。

变频风机转速的控制是由排汽压力控制器通过变频器来实现的,可根据风机启停和转速配置来安排。变频器输出电压的额定频率为50Hz,对应风机电机额定转速为988r/min;风机额定转速为67.6r/min。

1.3 直接空冷系统的运行与维护

1.3.1 运行中巡视和维护的主要项目

(1) 保持各列冷却单元入口门以及各冷却单元间的隔离

门在关闭位置。

(2) 定期检查风机变速箱油位,大修时要根据油质情况进行换油。

(3) 监视风机电机温度,防止电动机超电流运转。

(4) 运行中定期检查风筒与风机桥架、减速机共振和叶顶与风筒碰磨情况。

(5) 保持风机和冷却单元间隔内部清洁,每年对散热器至少清洗一次。

(6) 检查空冷凝汽器各冷却单元散热器组件间漏风情况,散热器组件间缝隙增大时应及时封堵。

(7) 配汽管道入口隔离阀门,要定期进行关闭和开启试验。

(8) 每月进行一次真空严密性试验。

1.3.2 汽轮机运行背压的控制

在正常运行中,进入空冷凝汽器的冷却空气的流量必须与汽轮机进汽量和环境温度的要求相匹配,以便汽轮机的背压(排汽压力)尽量与期望值保持一致。期望的压力值可能是常量或随着负荷和环境温度变化的变量。另外,汽轮机不同负荷时最高和最低背压限制值也要得到保证。控制风机的转速可以实现对空气流量的调节,从而达到对汽轮机运行背压的控制。

大同 600MW 直接空冷机组汽轮机运行背压设定值的范围是 7~50kPa。给定的背压设定值根据机组负荷、环境温度和空冷凝汽器性能曲线图来确定。根据实际运行工况还可以对背压设定值进行偏置,偏置为设定值的±10%。通过自动调节变频风机的转速,来实现汽轮机运行背压稳定在设定值上。

大同 600MW 直接空冷机组最经济的运行背压在 7~9kPa 范围内。春秋两季环境气温相对较低,不存在防冻问题。汽轮机运行背压控制在稍高于对应负荷时的阻塞背压约 1~2kPa 为宜。

1.3.3 直接空冷系统度夏

目前国内工程设计中,确定夏季空冷机组不满发小时还没有技术规范可执行,各工程都是参照湿冷机组的设计规范。为了提高夏季空冷机组带负荷的能力,空冷凝汽器的散热面积在设计时就留有裕度(10%左右)和采用其他措施,如提高风机的转速及在空冷凝汽器采用尖峰冷却系统(喷雾加湿系统)。在直接空冷系统结构已确定的前提下,直接空冷机组度夏的措施主要有以下三项。

1.3.3.1 空冷散热器的清洗

空冷凝汽器散热器表面脏污影响散热效果,使机组背压升高和风机电耗增加。严重时会影响空冷机组在夏季高温带负荷和安全运行。

空冷散热器的清洗工作可以在机组运行中进行(布置于空冷凝汽器平台下面的电气设备应提前予以清洁),要清洗的散热器冷却单元应做好安全措施,清洗水用除盐水。

1.3.3.2 确定空冷机组合适的最高运行背压

夏季直接空冷机组高背压运行时,不利风向(如炉后来风)产生热回流和较大的风速对空冷凝汽器的散热影响尤为突出,使汽轮机背压短时突然升高,背压接近或超过汽轮机背压保护跳闸值,国内外机组都曾出现因背压保护动作使机组跳闸的情况。

以大同 600MW 直接空冷机组的运行为例,在恶劣气象条件发生时,再降低机组负荷所改善的背压,远不能抵消因气象条件干扰背压恶化的数值。

所以,直接空冷机组在夏季高温时段应严格控制汽轮机

最高运行背压,运行背压比背压保护值低 20kPa 较为合理(大同 2×600MW 机组规定最高允许运行背压为 40kPa)。这样不但可在夏季高温时段气象条件骤然变化时,能够保证直接空冷机组安全运行,同时也有利于汽轮机低压缸末级叶片的安全。

1.3.3.3 高温时段投入尖峰冷却系统

为了满足夏季高温时段电网高峰负荷的需要,使直接空冷机组满发或多发;或为了降低汽轮机背压以提高经济性,空冷凝汽器采用尖峰冷却系统(喷雾加湿系统)是最有效的技术措施。下面以大同 600MW 直接空冷机组为例进行说明。

(1) 系统原理。在空冷凝汽器冷却单元散热器入口对空气进行喷淋,水分汽化后,使入口空气的相对湿度增加,降低了空冷凝汽器冷却单元散热器入口的空气温度,使传热平均温差增加,提高了传热能力。最终反映到机组的运行背压的降低。

(2) 系统构成。尖峰冷却系统的设备主要有水泵、水过滤器、雾化喷嘴及附件、压力表、调整门、放水门和管线。

(3) 运行经济性。

1) 尖峰冷却系统投入前,环境温度 26℃、机组负荷 600MW、风机 110% 额定转速、汽轮机运行背压 31.2kPa(热回流影响汽轮机运行背压偏高)。尖峰冷却系统投入后,环境温度 27℃、机组负荷 596MW、风机 110% 额定转速、汽轮机运行背压 26.6kPa。投运前后汽轮机运行背压下降了 4.6kPa。总的趋势是环境温度越高,尖峰冷却系统投入后,汽轮机运行背压下降的幅度越大。

2) 尖峰冷却投入成本与下降煤耗比较。根据电厂的水、电、煤成本,尖峰冷却系统投入运行 1h 的费用,与降低 7.9g/kWh 的发电煤耗运行成本相等。根据经验数据,在额定工况和进汽参数时,每单位背压(1kPa)变化,影响发电煤耗约 2.0g/kWh。尖峰冷却系统投运后,降低背压 4.6kPa,折合发电煤耗降低约 9g/kWh。显而易见,尖峰冷却投入成本小于煤耗降低的效益,机组总的效率是提高了。以上计算是以环境温度为 27℃ 时的数据为基础的。随环境温度的提高,尖峰冷却投入的效果将更显著。

3) 夏季高温时机组可满发或多发。夏季高温时段也是电网高峰负荷的时段,这时候机组能满发或多发是电网迫切需要的。这不但满足了社会的需求,电厂也获得了更多的经济效益(这时的上网电价也高)。

随着尖峰冷却系统的投入运行,不断积累经验,改进完善尖峰冷却系统和优化其运行方式,机组的经济效益还将会提高。

1.3.4 直接空冷系统的防冻

直接空冷系统设计中的防冻措施有准确而恰当的系统换热容量计算;空冷凝汽器采用汽水顺流(K型)与汽水逆流(D型)相结合的布置和合适的 K/D 比例设计;空冷凝汽器散热器管束选择防冻性能更好的单排管;风机电机选择双速或变频调速;逆流冷却单元风机反转;用隔离阀门解列部分冷却单元;自动控制系统的防冻保护;汽轮机冷态启动采取高、中压缸联合启动方式等。目前直接空冷系统防冻方面的设计还是比较完善的。

1.3.4.1 逆流散热器的预热与防冻

逆流散热器的预热是由热控系统 DCS 的防冻暖管子功能组完成的。通过使逆流冷却单元的风机间断反转,吸入空冷凝汽器外上方散出的热量,可以融化真空抽气口部位霜冻和逆流散热器上部区域管束的冰冻。启动防冻暖管子功能组

允许条件:判断逆流风机是否全部运行且本功能子组在自动且环境温度小于 2°C 。

1.3.4.2 在冬季实际运行中要注意以下几方面情况

(1) 蒸汽流量分配不均和散热管束间的温差。

1) 空冷凝汽器各列冷却单元在运行中存在有蒸汽流量分配不均匀的现象。汽轮发电机组在低负荷运行期间,对于汽轮机一定的排汽流量,并非每一列分配的蒸汽流量占有平均的份额。空冷凝汽器的热负荷增加,流量偏差逐渐降低。低负荷运行期间,个别的散热器单元所分配的蒸汽量将低于要求的最小防冻热量。

2) 对于各相邻的散热管束间的温度偏差产生原因,除了设计与制造的问题以外,还与安装质量有直接关系。散热管束间的温度偏差大的部位主要有:①每组散热管束分界附近的管束表面温度较低。在环境大气温度 $10\sim 15^{\circ}\text{C}$ 范围和机组在50%额定负荷运行期间(汽轮机背压在 $8\sim 10\text{kPa}$),实测出有 $8\sim 12^{\circ}\text{C}$ 的偏差。②在顺流管束和逆流管束相邻的部位常是散热管束表面温度较低的位置。

直接空冷凝汽器散热管束表面的温差现象在汽轮机低负荷时十分明显,随着大气温度的下降会更大,也反映了管束内部蒸汽流动分配的偏差。

所以,在计算直接空冷系统冬季防冻的最小蒸汽量(最小负荷)时,应考虑各列冷却单元间热量偏差和散热管束间温差带来的散热管束受冻的危险。

(2) 凝结水温度控制点。热力系统中凝结水箱除了来自空冷凝汽器的凝结水外,还有来自低压加热器和轴封冷却器的疏水以及来自热井疏水泵进入凝结水箱的疏水,这部分疏水混入凝结水箱后将提高凝结水温度。因此,凝结水温度监视点应确定在空冷凝汽器各列冷却单元凝结水收集联箱处。

(3) 汽轮机冬季运行的最低背压。汽轮机运行背压越低,对应排汽的饱和温度就越低。排汽经过空冷凝汽器冷凝,凝结水温度也就越低。

根据对混合式凝汽器间接空冷系统多年运行经验,凝结水收集联箱平均水温度大于等于 35°C 时,是可以满足冬季空冷系统防冻要求的。所以,直接空冷机组在冬季运行时应确定一个与凝结水温为 35°C 时相对应的汽轮机运行背压,这个背压就是汽轮机冬季运行的最低背压。

(4) 机组冬季运行的最低负荷。直接空冷机组冬季运行的最低负荷应依据表10.6-1中防冻必需的最小热量进行整定。

空冷凝汽器制造厂家提供的最小防冻热负荷是指在空冷凝汽器入口断面位置的热量,故直接空冷机组在首次过冬确定最低负荷时,应考虑蒸汽流量分配不均的情况。机组冬季的最低出力应比整定值高出约 $15\%\sim 20\%$,才能确保空冷凝汽器的安全。

在风机的转速调整上还应力求低负荷时尽可能保持风机低频和同频运行。在严冬季节,可能出现风机都在最低频率运行而凝结水温度依然过低,即可能导致管束冻结。尽管可以采取停止部分风机的手段,但在某些负荷工况下还是需要人为判断的。

(5) 真空抽气口霜冻。直接空冷系统的真空抽气口位于逆流凝汽器的顶部,由此将凝汽器内不凝结气体抽出,以保证空冷凝汽器的正常工作。在正常运行且环境温度较低或低于 0°C 以下时,在逆流凝汽器的上部区域的管束内,可能发生不可凝气体的过冷现象。如果这种情况在很长时间内经常出现,将会造成真空抽气口霜冻并逐渐堵塞。当环境温度远低于 0°C 时,长时间的运行可能在管束内造成结冰。即使这

些冰冻的形成不会马上使管束发生危险,但它减少了抽气的流通面积。以上两种情况必须随时消除,以保证空冷凝汽器的正常工作,采取的措施是逆流散热器的预热。

(6) 直接空冷系统温度监测点。直接空冷系统设计的温度监测点应有足够的数量,方能全面反映空冷凝汽器的运行工况。值得注意的是,对于直接空冷系统而言,单依靠表计监视还不能及时发现空冷凝汽器散热管束受冻。实际运行表明,如果等表计反映出温度异常时,就已经发生了冻结。

1.3.5 真空严密性试验

1.3.5.1 试验方法

直接空冷系统的真空容积很大,是湿式冷却机组真空容积的4~5倍。影响直接空冷系统真空除了常规因素外,还有环境温度(干球温度)、大气压力、冷却风机转速、当时的气象条件(如风速、风向、热回流等)等。所以直接空冷机组真空严密性试验不宜采用湿式冷却机组的检验标准,试验方法也有所不同。

真空系统的漏空气量与负荷有关,试验时应保持机组负荷大于等于80%额定负荷且稳定运行。投入AGC控制的机组,在试验过程中应解除AGC,转为功率开环模式,试验期间稳定机前参数,控制汽轮机的进汽量不变。

直接空冷机组运行背压要受到风机转速变化的影响,为了减少风机转速变化对试验结果的影响,冷却风机要保持一定转速运行。真空严密性试验应在天气较好时进行,避免在大风和雷雨天气下进行。

试验期间,背压总体是升高的,为了保证直接空冷机组安全运行,应根据背压运行曲线控制机组背压在安全范围,同时应留出一定的安全裕量。

直接空冷机组真空严密性验收试验要求记录的参数:大气压力,环境温度,风向、风速,试验期间的负荷,轴封供汽压力,新汽及再热蒸汽压力、温度、流量,冷却风机的转速等。

1.3.5.2 检验标准

目前国内尚无直接空冷机组真空严密性试验标准。德国制造厂家(GEA公司)的用于发电厂空冷凝汽器性能验收试验的标准规定:汽轮机背压升高值小于 $0.10\text{kPa}/\text{min}$,若空冷凝汽器散热面积有裕度,汽轮机背压升高值最大不大于 $0.30\text{kPa}/\text{min}$,则空冷凝汽器性能可以得到保证。

汽轮机真空系统的严密性,不仅取决于直接空冷系统,同时还取决于汽轮机本体的真空系统。就空冷凝汽器而言,只要真空系统范围的设备(散热器、管道及阀门)制造质量和安装质量得到保证,严密性是能够符合要求的。

真空严密性试验时间一般从停止真空泵到试验结束大约需要15min(严密性差的机组要短一些),在试验期间,环境气象条件对直接空冷机组背压影响很大。因此有必要根据试验期间的气象条件变化修正真空严密性试验结果。

1.4 直接空冷系统停运

直接空冷机组在非防冻期间停机基本上与常规的湿式冷却机组相同。

直接空冷机组在冬季滑参数停机,应避免在极端寒冷和恶劣的气象条件下进行。滑停过程中,应根据空冷凝汽器防冻所必需的最小热量进行控制,通过适当提高机组的背压水平和旁路系统的配合来实现,并考虑蒸汽流量分配不均的影响。

根据汽轮机组在停机过程中的运行参数,风机停止步骤如下:

1.4.1 环境温度小于等于 2℃

(1) 排气压力比设定值低 5kPa (延时 10min); 所有运行风机转速小于 15r/s 时, 停 1、8 列所有风机, 关 1、8 列隔离阀。

(2) 排气压力比设定值低 5kPa (延时 10min); 1、8 列入口隔离阀关闭且 1、8 列所有风机停运; 2~7 列各运行风机转速小于 15r/s 时, 按 4、7、1、5、3、2、6 排的顺序, 依次停 2~7 列的有关各排风机。

1.4.2 当环境温度大于 2℃

在停机过程中, 须根据排汽压力与设定值的负差值, 按照前述顺序进行。有时候出现在汽轮机准备停机 (打闸) 时, 还有部分或全部风机运行的情况。此时, 应在汽轮机旁路阀和主汽门关闭后 (以全部 56 台风机运行为例) 按下列步骤停运: 所有运行风机转速小于 15Hz, 停 1、8 列风机; 延时 10s 后, 停 2~7 列 4 排风机; 延时 10s 后, 停 2~7 列 7 排风机; 延时 10s 后, 停 2~7 列 1 排风机; 延时 10s 后, 停 2~7 列 5 排风机; 延时 10s 后, 停 2~7 列 3 排风机; 延时 10s 后, 停 2~7 列 2、6 排风机。停止工作由 ACC 风机停运功能组完成。

1.4.3 在完成上述两项工作后的操作

(1) 汽轮机惰走过程应根据要求及时启动润滑油泵及顶轴油泵。

(2) 所有风机停运后, 当汽轮机转速小于 300r/min 时, 开真空破坏门。

(3) 启动水环真空泵停止功能组停运水环真空泵。

(4) 当真空到零时, 停止向汽轮机轴封供汽。

(5) 根据排汽缸温度和锅炉继续上水要求, 停运凝结水泵。

1.5 直接空冷系统的故障及处理

在直接空冷系统的设备运行正常时, 汽轮机排汽压力受所带负荷及气象条件 (较稳定) 影响, 大约在 7~40kPa 范围内运行, 在单位时间内波动很小。但在较短时间气象条件变化很大时, 汽轮机排汽压力大幅波动, 甚至威胁汽轮机的安全运行。

1.5.1 汽轮机排汽压力异常

发生这种情况除空冷系统设备异常外, 最常见的是热风再循环 (热风回流), 这是直接空冷系统运行中应采取措施并预防的重点。

直接空冷系统设计中, 在可接受的工程造价及必要性前提下, 采取了防止热风回流的措施 (如空冷凝汽器平台上四周的挡风墙), 但不能完全避免这个不利影响。当某个不利风向、风力条件发生时, 对汽轮机排汽压力的影响仍然是很大的 (尤其是在夏季汽轮机运行背压比较高时)。

直接空冷系统不仅在夏季, 在冬季受风的影响也很大。以大同 600MW 直接空冷机组为例, 夏季观察到的受大风影响机组背压晃动值约 20kPa, 在冬季背压晃动值达到了 10~15kPa。

此外, 为预防严重的热风再循环, 要了解当地天气预报并掌握气象变化。特别是不利于本机组安全运行的风向及风力时, 应做好事故预想, 保证机组的安全运行。

热工控制应迅速反映机组背压的变化, 具有及时快速降低机组出力的自动功能, 以化解由严重的热风再循环引发的汽轮机背压大范围的波动, 使机组尽快地恢复到正常运行参数下安全稳定运行。

1.5.2 空冷凝汽器故障

1.5.2.1 空冷凝汽器泄漏

空冷凝汽器泄漏是指冷却单元散热器组及有关系统的管道及阀门的泄漏。为防止空冷凝汽器泄漏, 首先是选择制造质量好的散热器、管道及阀门; 其二, 一定要严格要求安装质量, 尤其是焊接质量; 第三, 还要使散热器管束保持清洁及防止冻坏。根据对国外直接空冷机组的考察, 没有发生过因真空系统泄漏而影响机组运行的问题。

1.5.2.2 风机组故障

风机组故障是指风机、减速箱、电动机及电源 (含变频器) 其中任一部件故障造成冷却风机组的停运。个别风机组紧急停运, 对拥有几十台风机的空冷机组运行影响不大。但供给风机组的工作电源的变压器 (一台变压器带十几台冷却风机) 若发生故障紧急停运, 而此时备用电源变压器自动投入和抢送不成功 (这种故障概率虽小, 但不能排除), 将对空冷机组运行冲击很大。要及时调整机组负荷和其余风机运行工况, 使机组安全稳定运行。空冷机组汽轮机真空低, 必需调整机组负荷时, 应严格按照空冷机组汽轮机背压保护控制曲线进行。

防止电源变压器 (含电缆、开关等配套设备) 故障的措施。一是, 定期做好电气绝缘预防性试验, 发现问题及时处理; 二是, 对运行中的电源变压器及配套设备做好维护管理; 三是, 定期做好备用电源变压器的自动投入试验。

1.5.3 热水井及凝结水箱水位故障

对于未装凝结水箱的排汽装置的直接空冷系统, 在机房内排汽管道直管段下部设有热水井 (疏水箱)。如热水井或排汽装置的凝结水箱水位异常升高后, 直接进入汽轮机的主排汽管道, 将损坏排汽管道支吊架, 导致排汽管道变形, 同时汽轮机排汽流动受阻, 产生振动。凝结水箱水位过低, 则直接影响到凝结水泵的安全运行。所以热水井及凝结水箱水位运行中必须严格控制。

对于带有凝结水箱的排汽装置的直接空冷系统, 水位控制基本上同常规湿冷机组凝汽器水位控制。而对于排汽管道带有热水井和单独设置凝结水箱的直接空冷系统, 则需要对热水井和凝结水箱水位分别控制。热水井汇集了从疏水扩容器来的疏水以及从汽轮机乏汽分离出来的水。热水井水位控制的主要手段是利用疏水泵送入凝结水箱。

1.5.4 凝结水溶氧高

凝结水溶氧高虽不是故障, 但是是慢性病, 危害严重, 应引起人们高度重视。直接空冷机组凝结水溶氧超标的主要原因有两个, 即汽轮机真空系统漏入空气和补充进入系统的除盐水带入氧气。

(1) 大同 600MW 直接空冷机组采用不同的凝结水补水方式, 得到了不同的除氧效果。

1) 补水到凝结水箱, 虽然凝结水箱的结构设计中采取了真空除氧, 但根据实际运行情况看, 真空严密性较好的机组, 凝结水泵出口的溶氧一般维持在 110~140 $\mu\text{g/L}$ 的范围, 不能起到有效的除氧效果。

2) 补水接至空冷凝汽器的部分蒸汽分配管道上成雾状喷入, 利用汽轮机排至空冷凝汽器的蒸汽对补水进行加热并结合真空除氧, 同时因为距离真空抽气口近, 有利于析出氧的抽出。凝结水溶氧水平可以维持在 30~80 $\mu\text{g/L}$ 的范围。这种补水方式对降低凝结水溶解氧有较好的效果。

(2) 有的工程设计把补水接入到带凝结水箱的排汽装置, 在排汽装置内设喷嘴, 补水均匀地喷洒在排汽装置上部, 与排汽充分接触, 可比较充分地加热补水, 使补水能尽

量地达到当时压力下的饱和温度,使补水中的溶氧有效析出,从而达到除氧目的。若排汽装置设计的合理,凝结水溶氧量可达到或接近合格。

直接空冷机组在运行中考虑影响凝结水溶氧的因素时,不能单从空冷凝汽器的泄漏入手,还应考虑到汽轮机辅助系统的运行方式和工况条件。

1.6 直接空冷系统的安全可靠性和经济性

1.6.1 直接空冷系统的安全可靠性

根据国内外直接空冷机组历年各项可靠性指标分析可知,直接空冷机组与同等级湿式冷却机组相比都在同一运行水平。大同 $2\times 600\text{MW}$ 直接空冷机组投产一年来,根据机组各项可靠性指标的分析也得到了相同的结论。没有发生由于直接空冷系统的原因引发机组降出力和停运的事件。

直接空冷系统泄漏问题,国内外的实践说明,只要真空系统范围内的设备(散热器、管道及阀门)制造质量和安装质量得到保证,真空系统的严密性是能够符合要求的,直接空冷系统的运行是可靠的。

1.6.2 空冷机组的经济性

直接空冷机组的运行经济性受环境温度(干球温度)的影响很大,汽轮机排汽温度及压力随环境温度升高而升高,空冷凝汽器真空随环境温度升高而下降,机组的煤耗随之增大。但是,直接空冷系统没有循环冷却水系统,仅需要少量的锅炉补充水及其他生产用水,耗水量相当同类型湿式冷却机组水耗的 $15\%\sim 25\%$,也是用水量最少的空冷系统。

1.6.2.1 直接空冷机组的水耗与煤耗

以投产不到一年的大同二电厂二期 $2\times 600\text{MW}$ 空冷机组为例。

(1) 水耗。该厂2006年1~8月,机组负荷率 69% ,发电用水单耗为 0.468kg/kWh (含脱硫用水)。若类比同类型湿式冷却机组,水耗下降 80% ,机组年运行利用小时按 5500h 计算,年节水量 1236万t 。该厂生产用水是城市自来水,备用水源为册田水库。根据用水方式综合水价在 1.6元/t 左右,节约原水水费 1978万元 。实质上直接空冷机组节约的水就是湿式冷却机组消耗的循环冷却水量,那么循环冷却水的水处理费用应计算在节约水费中。按大同二电厂一期 $4\times 200\text{MW}$ 湿式冷却机组循环冷却水处理工艺(弱酸树脂处理法,浓缩倍率大于等于4),水处理费用 3元/t 左右,则节约水的综合费用为 5686万元 。

(2) 煤耗。该厂2006年1~9月,供电煤耗为 350.6g/kWh 。比2005年全国国产 600MW 湿式冷却机组平均供电煤耗 330.07g/kWh 高 20.53g/kWh 。机组年运行利用小时按 5500h ,标煤单价 326元/t ,空冷机组比湿式冷却机组年多耗煤 13.55万t ,增加煤费 4417万元 。

从以上实例分析,直接空冷机组与湿式冷却机组比较,节约水的费用比增加煤耗的费用多出 1269万元 ,经济效益显著。如果循环冷却水处理工艺不同,水耗、煤耗不同,水、煤单价不同,水耗与煤耗的费用比较会有不同的结果,可能多耗煤的费用大于节约水的费用。但这不会动摇空冷电站的存在和发展的必要性,因为空冷机组节水效果十分显著,这对我国缺水地区经济可持续稳定增长具有特别重要的意义。

1.6.2.2 提高直接空冷系统经济性的途径

(1) 提高系统的严密性。

1) 提高真空系统的严密性。为提高系统的严密性,一定要在空冷凝汽器安装工程验收后,对空冷凝汽器单独做气

密性试验,逐一检查各焊口的质量。如果空冷凝汽器安装时严密性不好,应在第一次机组大修时查找泄漏点,进行彻底处理。

2) 减少空冷凝汽器冷却单元的漏风。空冷凝汽器冷却单元间的严密性是影响机组经济效益的一个不可忽视的因素。风机的叶片与风筒内壁的间隙应符合要求;每片散热器管束之间的接缝应严密;凝结水汇集联箱与平台之间应严密;冷却单元之间的隔断应严密,隔断门在运行中必须关闭且严密。一定要保证冷却单元达到设计冷却风量,否则将影响冷却效果。

(2) 确保冷却单元清洁。空冷凝汽器冷却单元脏污将严重影响机组经济性,为了提高散热器的换热效率和汽轮机的真空,必须定期清洗散热器。经常清除风机防护网上的杂物,以确保风量和风压正常。

(3) 优化汽轮机运行背压。直接空冷机组煤耗受汽轮机背压影响很大。一年四季里,在冬季直接空冷系统以防冻为主兼顾经济性,汽轮机运行背压不能调整到最佳运行;在夏季高温期间,为满足电网负荷需求,直接空冷机组要满发或尽可能多发,汽轮机运行背压已达到允许的最大。以上是直接空冷系统两种极端的运行方式,不能优化汽轮机运行背压。那么在其他时间和春秋两季则可优化汽轮机运行背压,实现直接空冷机组经济运行。

优化汽轮机运行背压应考虑空冷风机电耗与煤耗之间的关系,两者要比较,同时还应注意汽轮机的阻塞背压限制。大同 600MW 直接空冷机组配备有56台风机,在风机额定出力时功耗为 5060kWh 左右,而在最大出力时其功耗 6620kWh 左右(风机的总功耗受气象条件影响),两者功耗相差 1560kWh 。对于 600MW 直接空冷机组,在额定工况和进汽参数时,背压变化 1kPa 影响煤耗约 2g 。可见优化汽轮机背压所带来的经济效益显著。安装有调频的风机更有利于优化冷却系统的运行,这要依靠控制系统DCS装置来实现。

1.7 直接空冷系统试验

空冷机组大、小修后,应对单个设备及系统进行调试,对保护及连锁回路进行传动试验,正常后,机组才能进行整体启动。运行中的空冷系统对设备及系统要进行定期试验,如每月进行一次真空严密性试验。

新机组要进行空冷系统的启动调试,然后进行保证值测试。

1.7.1 空冷系统设备的调试

1.7.1.1 冷态调试的内容

- (1) 变频器测试。
- (2) 测试电动机转向和驱动情况。
- (3) 风机安装角度的调节。
- (4) 风机的试运转。
- (5) 所有风机电动机的耗电量测量。
- (6) 执行机构的功能测试与设定。
- (7) 所有仪表的信号和功能测试。

1.7.1.2 热态调试的内容

- (1) 对凝结水泵/疏水泵运行和信号进行测试。
- (2) 排放、再循环系统的功能测试。
- (3) 抽真空设备的运转和测试。
- (4) 空冷凝汽器气密性试验。
- (5) 控制设备的功能测试和仪表设定值的设定。
- (6) 旁路投运下的凝汽器(压力、温度)保护测试。
- (7) 首次将热蒸汽通入空冷凝汽器(“热清洗”)。

(8) 汽轮机/旁路连续运转下的空冷凝汽器投运。

1.7.2 直接空冷系统保证值测试

保证值测试的目的是确定空冷凝汽器在规定的边界条件下,各项性能指标是否达到设计能力,并符合用户和制造厂签订合同的规定。保证值测试的项目、内容、方法及标准应遵照“真空状态下空冷凝汽器验收试验测量和运行监控(VGB-R131Me)”和“水和水蒸气性质表:国际公式化委员会 1997 年工业用 IFC 方程”的规定。

2 带混合式凝汽器的间接空冷系统的运行控制和维护

2.1 带混合式凝汽器的间接空冷系统

带混合式凝汽器的间接空冷系统(即海勒式间接空冷系统,以下简称间接空冷系统)是两次热交换,与直接空冷系统比较增加了循环冷却水系统,虽然减少了数十台风机组及配套设备,但是由凝汽器、水轮发电机组及旁路节流阀、循环水泵及空冷塔(含散热器、百叶窗、输送泵、贮水箱)等设备组成的循环冷却水系统庞大复杂,设备的维护工作量并不小。

带混合式凝汽器的间接空冷系统中有大量钢、铝金属表面与水接触,因此要求循环冷却水是高纯度的中性水(pH 值 6.5~7.5),中性冷却水进入混合式凝汽器与汽轮机排汽混合并将冷凝,被空冷塔散热器冷却的循环水极少部分(2.5%左右),经凝结水精处理装置为锅炉给水 100% 的处理。大同第二发电厂引进的混合式凝汽器间接空冷机组的水质控制,根据国外电厂采用中性水工况的运行经验及优越性,设计为冷却水、给水及炉水全部采用中性水工况。

引进和国产的 200MW 间接空冷系统已运行了十几年。我国已熟练掌握了该间接空冷系统设备的运行和维护。通过对汽轮机本体通流部分、空冷系统和机组控制系统的技术改造,解决了空冷系统度夏和防冻的问题,显著提高了间接空冷系统的安全可靠性和经济性。

下面以大同第二发电厂间接空冷系统为例,介绍间接空冷系统的运行与维护。一台 200MW 间接空冷系统的主要设备和附属设备如下:

在汽机房内布置有三台混合式凝汽器(喷射式凝汽器)、一台水轮发电机组及旁路节流阀、两台循环水泵、两台凝结水泵和两台凝结水升压泵等设备。

空冷塔高 125m,出口直径 65m,塔底直径 108m。在塔底进风口外围垂直布置了 119 个冷却三角,每个冷却三角由左右两个(60°夹角)高 15m、宽 2.4m、厚 0.15m 的冷却柱(散热器也称为冷却柱)及进风侧百叶窗组成,空冷散热器外表总面积为 682 584m²。119 个冷却三角分成 6 组冷却扇形段,每组扇形段设有进出水母管,母管上装有电动阀及放水阀。充水系统、放水系统及控制系统均以一组为一个单元。

在空冷塔内的附属设备:设有两个地下贮水箱;对应于每个扇形段设一个地下阀门室,室内设置各扇形段的进水管阀门和充排水阀门,其中在靠近贮水箱的地下阀门室内设有两台输送泵;在进出水总管上设有两个紧急放水阀和两个旁路阀。

热控装置由检测仪表、程序控制、自动调节、远方操作、热工信号和自动保护等部分组成。采用可编程序控制器(PLC)对间接空冷系统进行调节和控制。

2.2 带混合式凝汽器的间接空冷系统的启动

新投产机组和大修后的机组空冷系统启动,应在单个设备试验、调试正常,控制和保护回路传动试验正常后进行整体启动。空冷系统在机组启动中的顺序为启动空冷系统—锅炉点火—汽轮机冲转—发电机并网—部分投运扇形段并带负荷—直至扇形段全部投运。

空冷系统的启动、运行及停运有两种控制方式,即用安装在就地电气操作盘上的钥匙开关可以选择空冷系统的“程序控制方式”或“就地控制方式”。

程序控制方式:是通过可编程序控制器(PLC)进行程序控制运行,是系统的正常运行控制方式。

就地控制方式:是用就地操作按钮独立操作设备,进行系统单个设备试验、调试及异常处理时的控制方式。

2.2.1 启动准备

(1) 各电动、液压设备调试完毕,阀门开启和关闭速度符合要求,远方和就地操作灵活可靠,传动机构灵活无卡涩,竖管加热装置良好,油箱油位正常,油质良好,系统无泄漏。

(2) 热控系统的 PLC 工作正常,仪表指示正确,灯光音响信号处于正常状态,主控台上各种灯光信号及仪表指示应和机械设备所处的实际状态一致,各种操作控制电源均应送电。

(3) 系统充水。充水前,开启下列阀门:循环水泵进出口阀、塔的旁路阀、水轮机前后阀门、旁路节流阀,开启系统上所有排空气阀,关闭所有放水阀门。水质合格后,开启凝汽器补水阀开始向系统充水。排气阀在水流出来后关闭。当凝汽器水位到达正常水位后停止补水,并将旁路节流阀、循环水泵出口阀关闭。

2.2.2 程序控制方式启动

2.2.2.1 程控启动条件

程控启动时,系统必须满足下列条件:

(1) 凝汽器水位在正常水位 4m 和最高水位 5m 之间。
(2) 事故放水阀在关闭状态。
(3) 事故放水阀和扇形段旁路阀的控制开关应处在“远方”位置。

(4) 循环水泵进口阀应开启,循环水泵出口阀应关闭。循环水泵出口阀、油泵控制开关和循环水泵控制开关处在“远方”位置。

(5) 水轮机进出口阀门应开启,导叶应关闭。节流阀及其控制油泵、水轮机及导叶控制油泵的控制开关应处在“远方”位置。

2.2.2.2 程控启动步骤

程控启动在给 PLC 一个启动指令之后,空冷系统所有启动步骤均按照预先制定的程序进行,所有操作均自动完成,这时所有的保护全部投入。程控启动步骤如下:按下循环水泵启动按钮,PLC 接到指令后,首先检查启动条件是否具备。若已具备,下列操作将自动完成。

(1) 启动循环水泵出口阀控制油泵,合上循环水泵电动机电源开关,启动循环水泵。当出口压力达到 0.1MPa 时,循环水泵出口阀自动打开。

(2) 若 PLC 检查水轮机启动条件满足,则启动水轮机控制导叶的控制油泵,合上水轮发电机电源开关,水轮发电机以电动机方式运转。

(3) 开启水轮机导叶,使水轮机转速逐渐达到额定值,再开大水轮机导叶,使水轮发电机开始向电网送电。启动过

程中,若水轮发电机有故障,节流阀可以自动投入。启动前可以选择投入水轮机或节流阀。准备投入水轮机时,按下水轮机启动按钮;否则按下停止按钮,这时节流阀将启动,系统正常循环。

2.2.3 就地控制方式启动

只有在特殊试验和异常处理时采用就地控制方式启动,因为在就地控制方式下,PLC所具有的保护功能失去了作用,这样不但需增加运行人员工作量,而且设备安全难以得到保障。尤其在冬季,失去防冻保护功能,难以保证不冻坏设备。若人员配合不好,也可能造成系统超压设备损坏。就地控制方式启动步骤如下:

- (1) 检查扇形段旁路阀,应在开启位置。
- (2) 凝汽器水位在4m左右。
- (3) 循环水泵、循环水泵出口阀、循环水泵出口阀控制油泵、旁路节流阀(水轮发电机)、旁路节流阀控制油泵切至“就地”位置。
- (4) 将循环水泵出口阀控制开关切换到“就地”位置,启动一台控制油泵。
- (5) 按下循环水泵就地启动按钮,循环水泵转动,其出口压力达到100kPa时,按下循环水泵出口阀的开启按钮,出口阀应开启。
- (6) 启动一台控制油泵,将旁路节流阀开启60°左右。
- (7) 就地开大或关小水轮机导叶开度或旁路节流阀开度,调整系统总压力为210kPa左右。

2.2.4 扇形段充水

扇形段充水方式分程控充水和就地充水两种。扇形段充水一般在发电机并网之后进行,夏季也可以在并网前进行,但当环境大气温度低于5℃时,必须在并网之后、循环水温度达到35℃时才能进行,否则充水过程中,容易发生扇形段散热器大面积冻坏。

2.2.4.1 扇形段程控充水

充水条件:

- (1) 凝汽器水位在正常水位4m和最高水位5m之间。
- (2) 环境大气温度低于5℃时,循环水温度达到35℃,扇形段的百叶窗应关闭,扇形段进、出口门关闭,扇形段两个排水阀开启。

按下扇形段充水按钮,由PLC控制自动完成下述充水步骤:两个排水阀门自动关闭;系统总压力升高,扇形段出口阀开始开启;10s后,扇形段进口门开始开启,这时扇形段铝管内的所有空气从竖管中排出。当进口阀和出口阀全开时,扇形段进口管道上的流量信号灯亮,系统总压力恢复到正常值210kPa左右。

同一时间内只允许一个扇形段进行充水。当有三个扇形段充好水后,塔旁路阀自动关闭一个,同时启动另一台循环水泵,依次对其他三个扇形段充水。当充水扇形段达到四个后,塔内第二旁路阀自动关闭。程控充水直至六个扇形段全部充好水为止。

2.2.4.2 扇形段就地充水

扇形段不具备程控充水条件时,可以进行就地电动充水。此时应将扇形段阀门切换开关全部切至“就地”位置,使用就地按钮进行扇形段充水。其步骤为:检查凝汽器水位,应达正常水位以上;检查扇形段百叶窗位置,应在关闭位置;就地关闭扇形段排水阀;先开扇形段出口阀,10s后再开启扇形段进口阀。当扇形段进出口阀全开后,说明扇形段已充好水,此时核对各信号指示,应正确无误。将阀门切换开关置于“远方”位置,根据塔出水温度高低调节扇形段

百叶窗开度。

2.3 带混合式凝汽器的间接空冷系统的运行

2.3.1 系统总压力调整

间接空冷系统是一个密闭的微正压循环系统,运行过程中为避免空气进入冷却三角顶部,保持良好的水循环,必须保持系统总压力在200~220kPa范围内。系统总压力 Σp 等于循环水泵出口压力加上水轮机前压力除以2。

当通过调节水轮机导叶或节流阀开度来调节系统总压力和冷却三角顶部压力的同时,循环水流量、喷嘴前的压力、凝汽器真空和空冷塔散热量等也会发生一定的变化,因此,需要通过调整试验来确定最佳系统总压力及其变化对一些可变参数的影响。2台循环水泵、6个扇形段运行参数对照表见表10.6-2。

表 10.6-2 2台循环水泵、6个扇形段运行参数对照表

序号	系统总压力 Σp (kPa)	排汽压力 p_c (kPa)	循环水流量 G_w (m ³ /h)	空冷塔散热量 Q (MW)	入塔水温 t_{w1} (℃)	出塔水温 t_{w2} (℃)	冷却三角顶压力 p (kPa)
1	190	5.73	22 232	294.76	36.4	25.0	21.9
2	210	5.86	20 519	300.68	36.0	23.4	32.9
3	220	5.95	19 418	298.11	37.4	24.2	38.8
4	230	6.40	18 649	292.80	37.6	24.1	56.0
5	240	6.53	18 001	301.47	39.6	25.2	67.8

随着系统压力的提高,冷却三角顶部压力升高,循环水流量减小,汽轮机排汽压力相应升高。

2.3.1.1 系统总压力自动调整

(1) 内给定定值调整。在给PLC编定程序时,也把系统总压力定值编入程序。扇形段充水时系统总压力自动调整到270kPa,充水结束后,自动调整到210kPa。

(2) 外给定定值调整。外给定定值按需要由运行人员给定,由PLC将系统总压力保持在外给定的定值左右。

2.3.1.2 系统总压力手动调整

对系统总压力进行手动调整操作时,将节流阀或水轮机操作切换开关及控制油泵切换开关切到“就地”位置,还应将水轮发电机切换开关切到“就地”位置。启动一台控制油泵后,开大或关小节流阀或水轮机导叶开度,维持系统总压力为210kPa左右。只有在设备出现故障的情况下,可短时间手动调整系统总压力,而且还要有专人负责和设置专用安全措施。

2.3.2 节流阀和水轮机运行中的切换

空冷系统运行中,正常运行方式应为水轮机运行、节流阀备用。运行中水轮发电机一旦发生故障,节流阀就可以自动开启并控制系统总压力为正常数值。但是节流阀设备发生故障时,就不能自动切换到水轮发电机运行。

(1) 水轮发电机手动切换到节流阀。按下水轮发电机停止按钮,节流阀控制油泵自动启动,节流阀自动开启并控制系统总压力为210kPa,这时水轮机导叶自动关闭。

(2) 节流阀切换到水轮机。水轮发电机和控制油泵处于良好备用状态,切换开关在“远方”位置。按水轮机启动按钮,水轮机控制油泵自动启动,水轮发电机并入6kV厂用电系统。水轮机导叶未开时,发电机只起电动机作用。水轮机导叶开启,随着导叶开大,厂用电输入功率减小,当输入功率减小到0时再继续开大水轮机导叶,这时水轮发电机开

始向厂用电系统供电。随着水轮机导叶开大,节流阀自动关小至全关,自动停止节流阀控制油泵。

2.3.3 凝汽器水位调整

空冷系统运行中,凝汽器的正常水位是4m。当凝汽器水位升高到4.175m后,系统中的过量排水阀开启,将系统多余的水排入贮水箱内;当凝汽器水位降到4.1m时,过量排水阀开始关闭;当凝汽器水位降到4m时,过量排水阀全部关闭。

水位升高到5m时,空冷系统中的紧急放水阀将迅速开启,其余所有运转设备将全部停运。过量排水阀是运行中正常调节凝汽器水位的设备,紧急放水阀在出现故障时才开启,以保护设备安全。

当凝汽器水位降到3.9m时,补水阀将自动打开,但贮水箱内有过量的水,这时PLC将选择首先启动两台输送泵,把水箱中多余的水打回系统。补水阀只有在贮水箱中无过量水时,才首先开启。若凝汽器水位继续下降到3.6m,这时只要贮水箱内有水,两台输送泵就同时启动,把贮水箱内的水打入空冷系统内,同时运行人员应迅速开启补水电动门增加补水流量。

当凝汽器水位降到2.7m及以下时,循环水泵和凝结水泵将不能正常运行,这时两台水泵和凝结水升压泵将同时掉闸,空冷系统将故障停运。

2.3.4 扇形段出水温度调整

扇形段出水温度调整是保证空冷系统安全经济运行的必要手段。冬季扇形段出水温度太低,虽然可以提高凝汽器真空和机组的经济性,但也可能造成设备冻坏。扇形段出水温度的调整应考虑防冻和兼顾经济性的要求来进行。

(1) 夏季扇形段出水温度的调整。夏季扇形段的运行是安全的,温度调整也很简单。扇形段百叶窗全开后,一般不需要调整。遇无风和微风天气,百叶窗可以全开。遇大风天气,应部分关闭迎风面百叶窗(关闭60%左右)。调整扇形段出水温度,可防止扇形段出水温度升高,使机组在最佳工况下运行。

(2) 冬季扇形段出水温度的调整。严冬季节环境温度很低,所以除考虑机组运行的经济性外,还要考虑扇形段的安全性,以防止冻坏散热设备。

2.3.5 负荷与运行工况调整

空冷机组在夏季要考虑排汽压力高、末级叶片相对小容积流量情况下的脱流、倒流现象,及由此而产生的末级叶片震颤、末级叶片动应力增大造成叶片损坏等问题。在汽轮机本体通流部分技术改造后,汽轮机运行背压及负荷按图10.6-1空冷机组汽轮机末级叶片背压保护曲线图控制、调整。

(1) 安全区内负荷与运行工况的调整。运行工况点在安全区内,机组负荷可根据需要增加或减少。

(2) 过渡区内负荷与运行工况的调整。运行工况点在过渡区内,一般机组能安全运行,但要调整运行工况点向安全区方向发展。此时,如果检查核实汽轮机排汽压力较低,就可增加部分负荷,使运行工况点过渡到安全区或者接近安全区。根据运行经验,汽轮机真空度高于80%时,可以增加部分负荷;真空度低于80%时,应减少部分负荷。如果调整负荷后运行工况点反而向限时区发展,则应尽可能保持运行工况点在过渡区内。

(3) 限时区内负荷与运行工况的调整。运行工况点在限时区内,应立即减负荷到130MW以下,并使机组进行滑压运行,主蒸汽压力降到10MPa,随时监视运行工点的发展

趋势。

(4) 危险区内负荷与运行工况的调整。如运行工况点在危险区内,应迅速降低负荷并降低主蒸汽压力。采取调整措施后,若运行工况点仍在危险区内,则应迅速停机。

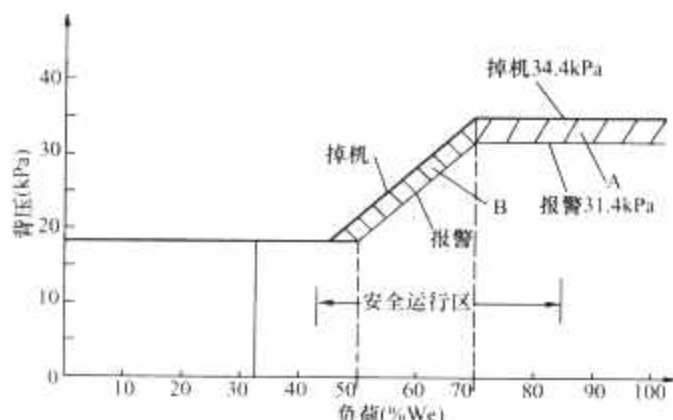


图 10.6-1 200MW 间接空冷机组汽轮机末级叶片背压保护曲线图

2.3.6 间接空冷机组的度夏

大同200MW空冷机组汽轮机原设计夏季最高气温时有145h不能满出力运行,这也是系统优化设计所需要的。但为了适应电网高峰出力的要求和提高空冷汽轮机运行经济性,机组投产后经过运行探索,进行了一些技术改进,采取了一些技术措施,目前空冷汽轮机已经实现了夏季满出力运行。

(1) 汽轮机通流部分改造,将汽轮机末级叶片高度由680mm改为580mm,其他各级叶片叶型也进行了优化改进,提高了机组效率和末级叶片安全裕度,放宽了汽轮机停机背压,更适合空冷系统夏季高背压运行工况。

(2) 增加了空冷塔散热器表面喷淋系统,在夏季高温时段,对散热器表面进行喷水,提高了机组真空。

(3) 每年入夏前对空冷塔散热器表面进行冲洗,清除表面污垢及杂物。冲洗方法可采用化学药剂冲洗和高压水冲洗。冲洗后空冷塔散热器出水温度可降低2~3℃。

(4) 夏季大风天气对间接空冷机组运行有较大影响。当自然风速超过4m/s时,空冷塔两侧散热器空气静压力降低,进入的空气量减少,换热效果降低,出水温度将会升高;空冷塔后部产生涡流,进入的空气量减少,散热器出水温度升高。因而,间接空冷机组夏季运行时要防止突然刮大风引起的机组低真空掉闸。

2.3.7 间接空冷系统的防冻

环境温度低于5℃时,空冷系统进入冬季运行方式。

2.3.7.1 空冷系统防冻措施

(1) 入冬前空冷系统的下列保护应试验正确无误。

1) 凝汽器水位高、低保护,综合保护,安全排水阀保护。

2) 扇形段出水温度低于18℃时自动关闭百叶窗,12℃时扇形段自动排水。扇形段断流时自动排水保护。

3) 竖管加热装置自动投入保护。

(2) 出现下列情况之一的,扇形段应禁止充水。

1) 扇形段出水温度表失灵或指示不准。出水温度18℃和12℃信号误发和不正常时。

2) 扇形段已投入无流量信号或未投入已有流量信号时。

3) 百叶窗不能远动关闭或关闭信号不正常时。

4) 系统总压力低于0.2MPa或系统总压力不能自动调整时。

5) 扇形段排水阀不能电动开启时。

6) 循环泵出口温度低于 35°C 时。

7) 安全排水阀不能自动开启时。

8) 扇形段出口水温低于 12°C ，扇形段不能排水时。

(3) 扇形段充水时，塔内值班员应在阀门室内监视充水情况及各阀门的动作情况。各阀门动作正常，扇形段已充好水。此时应仔细检查阀门就地指示，确信阀门已在充水状态的位置，若阀门动作不正常时，应及时进行处理。

(4) 排水阀门在关闭过程中出现故障时，应迅速切至“就地”，电动或手动开启。

(5) 出入阀门在开启过程中出现故障时，应将发生故障阀门切至“就地”，电动或手动迅速全开。

(6) 扇形段充水时，主控人员必须监视扇形段各阀门的开关情况。当出入口阀在开启过程中，应监视凝汽器水位下降情况。当阀门充水时出现异常时，应与塔内取得联系，按前条进行处理。扇形段充水结束后，塔内值班员应检查回流管正常。

(7) 运行中的检查。

1) 冬季空冷系统运行，扇形段出水温度不低于 22°C ，在采取一定的措施情况下，对空冷塔出水温度可进行优化控制，系统总压力不低 0.22MPa 。

2) 每班检查一次回流管和竖管加热器。

3) 当扇形段发生泄漏时，应及时退出该段运行，防止结冰冻坏散热器。

4) 机组负荷降低后，应及时调整关闭迎风面的百叶窗，随后再逐渐关小其他方面百叶窗。当百叶窗全部关闭后，扇形段出水温度仍低至 20°C 时，应退出部分扇形段运行，直到冷水温度上升到 22°C 为止。

5) 运行中当一循环泵故障时，应只能有 4 个扇形段运行，并且两侧应对等运行。

6) 不能远方关闭的百叶窗，运行中不能开启。扇形段有 6 个及以上冷却三角百叶窗不能远方关闭时，该段不能投入运行。

7) 扇形段排水前应检查拟排水的扇形段顶部空气管回流管应有温度，全关百叶窗。扇形段排水过程中，应在阀门室内监视各阀门动作情况。

(8) 出现下列情况之一时，应立即进行扇形段排水。

1) 扇形段严重泄漏时。

2) 扇形段百叶窗全部关闭后，扇形段出口温度降到 20°C ，且继续下降时。

3) 扇形段出、入口阀已关闭（或其中一个），相应排水阀门未开启时。

(9) 出现下列情况之一时，应迅速开启安全排水阀，进行扇形段紧急排水。

1) 系统循环中断，扇形段排水阀未打开时。

2) 系统总压力降低到 0.18MPa 以下，1min 不能恢复时。

3) 水轮机后温度降到 12°C 时。

2.3.7.2 空冷系统防冻试验

空冷系统防冻试验应在每年进入冬季前进行（一般应在 9、10 月份）且试验时环境温度不应低于 5°C ，并在机组停运状态下进行。

(1) 安全排水阀试验。

1) 试验条件。就地、远动开关安全排水阀良好，远方状态无持续的黄灯。

2) 试验方法。开启凝汽器补水 A11 阀向凝汽器补水，将过量排水阀切至就地关闭，凝汽器水位达第一值（5m）

时，安全排水阀应自动开启。

启动一台循环水泵，由热控人员短接环境温度 5°C 信号，然后由热控人员消除主冷水管流量信号，当主冷水管流量信号消失后，安全阀应自动开启，循环水泵掉闸。

一台循环水泵运行，由热控人员短接主冷水 12°C 温度信号后，安全排水阀应开启，循环水泵自动停运。

(2) 扇形段自动排水试验。

1) 试验条件。启动一台循环水泵，维持系统循环，投入某一扇形段运行。

2) 试验方法。开启运行扇形段百叶窗，由热控人员短接扇形段出口 18°C 温度信号后，扇形段百叶窗应自动关闭。

由热控人员短接扇形段出口 12°C 温度信号后，扇形段应自动排水。

由热控人员短接环境温度 5°C 信号，然后消除扇形段进口流量信号，当进口流量信号消失后，扇形段应自动排水。

(3) 冬季每天进行一次百叶窗远方全关试验，不能远方关闭不得投入运行。

(4) 水轮机及节流阀联动试验。

1) 节流阀自投试验。一台循环水泵运行，水轮机投入运行。节流阀就地开关良好，1号、2号油泵和节流阀钥匙开关均在远方状态，盘上无持续黄灯。按水轮机“停运”按钮，水轮机导叶关闭后，发电机停运，控制油泵自停。节流阀应自投，维持系统压力正常。

2) 水轮机投运试验。一台循环水泵运行，节流阀投入运行。水轮机油泵、导叶就地试验良好，水轮机导叶、1号油泵、2号油泵、发电机钥匙均在远方状态，盘上水轮机、发电机无持续黄灯。按水轮发电机“启动”按钮，水轮发电机启动后，节流阀应自动关闭。

试验注意事项：试验过程中应派人就地监视水轮机或节流阀开关情况，如发现系统压力升高后，水轮机或节流阀不开时，应立即将水轮机或节流阀就地开启，以防止系统超压。

2.3.7.3 间接空冷系统冬季防冻水温优化控制方式

空冷塔底部周围布置了 119 个冷却三角，冷却三角的两个冷却柱分别由 240 根管束（6 排布置）组成。因受各种因素影响，如风向、百叶窗开度、散热器堵管、表面脏污、漏风、水温偏差、里外排管束差别等，每组散热器以及管束出水温度存在较大偏差。为提高空冷机组冬季运行的经济性，防止运行中散热器局部管束冻结以及扇形段故障排水过程中冻结，需要对空冷塔出水温度进行优化控制，如图 10.6-2 所示。

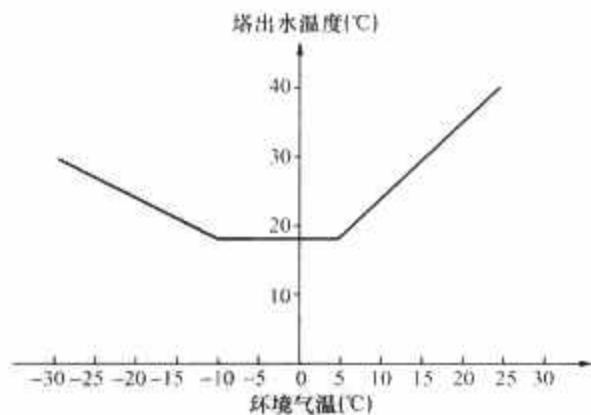


图 10.6-2 空冷塔出水温度优化控制

2.4 带混合式凝汽器的间接空冷系统停运

2.4.1 正常停运

正常停运是指，空冷系统在没有发生影响系统正常运行的情况下，为配合主机停运或检修而进行的停运。随主机滑

降负荷,应用调节百叶窗开度的办法控制塔出水温度在 35℃ 以上。逐个进行扇形段排水。当排水扇形段达 3 个时,1 个扇形段旁路阀自动开启;当排水扇形段达 4 个时,另 1 个扇形段旁路阀也应自动开启。同时应停运 1 台循环水泵,并继续对其余 2 个扇形段进行排水。空冷系统全部停运容易引起水质恶化,腐蚀设备。主机检修时间少于 72h 或处于备用状态时,可以维持 1 台循环水泵运行。空冷系统维持水循环时,水可以由精处理装置进行处理,保持水质良好。按以下操作程序进行扇形段自动排水和就地电动排水。

2.4.1.1 扇形段自动排水

按下排水按钮,PLC 发出扇形段排水指令,扇形段出入口阀同时关闭。关闭信号返回 PLC 后,扇形段的两个排水阀同时打开,经过 35~40s 后,就可以将扇形段内的存水排尽。

2.4.1.2 扇形段就地电动排水

由于设备缺陷而无法自动排水时,可采用就地电动排水方法,其操作程序为:

- (1) 扇形段各阀门切换开关全部切换到就地位置。
- (2) 按下扇形段出入口阀的关闭按钮并检查确已关闭。
- (3) 按下扇形段排水阀的开启按钮,并检查这两个阀门都已开启。

环境温度低于 5℃ 时,不论使用自动排水或就地电动排水,为保证在扇形段排水过程中不致冻坏设备,应在排水前,关严百叶窗,并将塔出水温度提高到 35℃。

2.4.2 故障停运

- (1) 凝汽器水位升高到 5m 以上。
- (2) 凝汽器水位降低到 2.7m 以下。
- (3) 环境温度在 5℃ 以下,水循环已中断,扇形段未排水。

(4) 环境温度在 5℃ 以下,水循环已中断,扇形段有一个排水阀未打开。

- (5) 塔出水温度低于 12℃。

运行时如发生上述五种故障之一,PLC 就打开事故放水阀,使扇形段内的水排入贮水箱内,并同时停运空冷系统所有转动设备,联动主机停运。但是,在 PLC 发生故障不能实现自动停运时,要手动开启紧急放水阀,立即停运循环水泵。如在上述故障情况下,PLC 发生故障,运行人员延时 30s 未进行处理,就由独立保护系统开启紧急放水阀并停运所有空冷系统转动设备。上述故障未消除前,空冷系统不能启动。

2.4.3 冬季停运后的注意事项

冬季空冷系统停运后,对空冷塔内下列设备应加强检查,保证汽水不再进入散热器内,防止冻坏设备。

- (1) 各扇形段百叶窗应全部关闭严密。
- (2) 在各扇形段停用期间,必须使散热器内的水全部放尽。扇形段入口阀后和出口阀前的排气阀开启时不应有水流出。
- (3) 贮水箱水位应控制在最高可见水位 2.87m 以下。超过最高水位时,应将水位降下来。
- (4) 凝汽器补水阀应关闭严密,不得有水漏入凝汽器。
- (5) 塔内应设置采暖设备,保证阀门室内不出现结冰现象。

2.5 带混合式凝汽器的间接空冷系统的故障及事故处理

空冷系统发生故障时,应根据故障现象,判断故障点及故障性质,在故障处理过程中应采取必要的手段,保证系统

安全运行。冬季应首先考虑空冷塔冷却三角的防冻问题。

2.5.1 凝汽器水位升高

2.5.1.1 原因

- (1) 凝汽器补水阀误开或不严密而漏水。
- (2) 输送泵启动后不自停。
- (3) 凝结水泵或凝结水升压泵掉闸或凝结水至除氧器系统供水量突然减小。
- (4) 循环泵或循环泵出口门故障时,水轮机或节流阀未及时调整。
- (5) 运行中过量排水阀不自动开启。

2.5.1.2 处理

- (1) 补水阀不能关闭时,应将开关切至就地关闭。输送泵启动后不自停,应远动停止输送泵,远动不停时应将开关切至就地停运。
- (2) 凝结水泵或凝结水升压泵掉闸时,应立即启动备用泵。
- (3) 循环水泵或循环水泵出口阀故障时,水轮机或节流阀不联关,应查明原因尽快处理。
- (4) 过量排水阀失灵不自动开启时,应就地操作过量排水阀。
- (5) 凝汽器水位升高到 5m 时,应紧急停机。

2.5.2 凝汽器水位降低

2.5.2.1 原因

- (1) 过量排水阀失灵(在开位)或漏量大。
- (2) 运行扇形段排水阀不严泄漏。
- (3) 停运扇形段进出水阀不严泄漏。
- (4) 汽轮机、锅炉热力系统泄漏用水量大。
- (5) 空冷系统泄漏。

2.5.2.2 处理

- (1) 过量排水阀失灵或漏量大时,应联系检修处理,凝汽器水位继续下降时应关闭过量排水电动阀。
- (2) 运行扇形段排水阀不严、停运扇形段进出口阀不严,表现为阀门处可听到过水声,凝汽器水位降低,贮水箱水位升高,输送泵启动频繁。阀门不严过水时,如属富余行程过大,应重调整行程;如阀门有少量泄漏时,应手动操作关严。
- (3) 汽轮机或锅炉热力系统泄漏或用水量大时,应查明原因,及时处理。
- (4) 空冷系统泄漏严重时,应汇报值长,停机处理。

2.5.3 一台循环水泵掉闸

- (1) 立即减负荷维持凝汽器真空在正常值,检查凝汽器水位,防止水位升高。
- (2) 检查系统总压力在 0.2~0.22MPa,冬季时应立即进行扇形段排水,维持四个以下扇形段运行。检查各扇形段出水温度,调整百叶窗开度。
- (3) 立即查明掉闸原因,循环水泵或电动机出现故障信号未消失前禁止再次启动。

2.5.4 水轮发电机组掉闸

- (1) 水轮发电机掉闸后,应立即检查节流阀是否开启。如节流阀不联动,应就地启动节流阀;如节流阀不联动,而水轮机及发电机又无故障信号情况下,允许抢合水轮机一次。
- (2) 注意凝汽器真空是否下降,如下降应立即减负荷。
- (3) 检查系统总压力在 0.2~0.22MPa。水轮发电机掉闸后,节流阀不联动而就地又开不启时,应立即停止循环泵运行(时间不超过 40s),防止系统超压。

2.5.5 运行中节流阀故障

节流阀突然关闭时,如水轮机备用,应立即启动水轮机。水轮机失备时,应立即就地开启节流阀,维持系统压力在0.2~0.22MPa。节流阀关闭无法开启,水轮机不能投入运行时,应立即停止循环水泵运行。

2.5.6 安全排水阀故障

安全排水阀故障开启后,检查消除开启安全排水阀原因后,应立即远方操作关闭安全排水阀,如远方操作不能关闭时,应立即改为就地操作关闭。关闭后再切至“远方”。

就地启动1号或2号油泵,电磁阀关闭后,仍不能关闭安全排水阀,应联系检修处理。就地1号、2号油泵不能启动时,应联系电气或热控人员处理。对综合保护动作原因进行检查,并立即进行消除。

2.5.7 扇形段充水时故障及处理

(1) 扇形段充水时,两个排水阀开始关闭,如有一个排水阀在关闭过程中故障,而不能关闭时,PLC将另一个排水阀重新打开。

处理:检查排水阀故障原因,恢复正常后再进行充水。

(2) 扇形段两个排水阀关闭后,在开启进出口阀时,其中一个阀门开至中间位置故障。

处理:在扇形段排水阀未打开前,立即就地或手动关闭停在中间位置的阀门,防止机组停运。扇形段进出口阀关闭后,开启扇形段排水阀。

(3) 扇形段排水阀关闭后,在开启进出口阀时,其中一个阀未开启。

处理:此时扇形段散热器内已进水,在扇形段进出口阀关闭后,扇形段应处于排空状态,防止冻坏散热器。

2.5.8 扇形段排水时故障及处理

(1) 两个进出口阀关闭后,只有一个排水阀打开,另一个排水阀未开启。

处理:当PLC未重新充水时,应立即将扇形段进出口阀、排水阀切至“就地”,就地电动或手动开启故障排水阀。手动仍开不启故障排水阀时,在不影响机组安全和扇形段散热器无冻坏危险的情况下,将扇形段重新充水运行。如果PLC重新充水,应联系检查后,就地将进出水门关闭后,电动或手动开启排水阀。冬季如果重新充水会造成扇形段散热器冻坏时,应停止循环水泵运行,然后开启安全放水阀及该扇形段进出口阀。

(2) 两个进出口阀关闭后,排水阀开始打开,但只有一个排水阀能够打开,另一个排水阀停在中间位置。

处理:如果PLC发出充水指令,在能动作的排水阀关闭之前,立即就地或手动迅速关闭故障排水阀,检查进出口阀也开启,使扇形段重新充水运行。如果PLC未重新充水,则应迅速就地或手动开启故障排水阀,使扇形段排空。

(3) 机组停运扇形段排水时,某一排水阀“远方”、“就地”、手动均不能开启。

处理:应将该扇形段重新充水,并关严百叶窗,待其他扇形段排水且机组停运后,远方开启安全排水阀,停止循环水泵运行(此时故障的排水阀对应的进出口阀应在开启状态)。

2.5.9 系统总压力异常

2.5.9.1 系统总压力偏低

系统总压力降低到185kPa时,扇形段冷却三角顶部微正压力开始消失,空气进入扇形段各冷却柱内,汽轮机凝汽器真空迅速下降,扇形段容易出现循环流动中止,在冬季可能冻坏散热器。发现系统总压力偏低,必须立即查明原因并

进行处理。常见的原因有:

(1) 水轮机导叶(或旁路节流阀)开度偏大,启动备用油泵。

(2) 空冷系统泄漏,常见的泄漏部位有:

1) 紧急放水阀泄漏,水泄漏到贮水箱中。

2) 过量排水阀泄漏。

3) 扇形段充水后,排水阀未关严。

4) 停运的扇形段进出口阀门关不严,水经排水阀泄漏到贮水箱中。

(3) 循环水泵出口压力低。

2.5.9.2 系统总压力偏高

系统总压力高到300kPa以上时,循环水从竖管开口处向外溢出,凝汽器水位迅速下降。

系统总压力偏高的主要原因是水轮机导叶(或旁路节流阀)控制油压偏低、调节机构卡涩等。处理方法是启动备用油泵或切换到手动位置进行调整,恢复正常后再切至自动位置。

2.5.10 阀门故障

间接空冷系统中阀门很多,阀门开关的准确性和可靠性直接影响空冷系统安全可靠运行。阀门容易出现的故障有:

(1) 关闭不严,内漏。

(2) 机械部分卡涩。

(3) 阀门的电动执行机构动作不灵活,反馈信号不正确。

2.6 带混合式凝汽器的间接空冷系统的安全可靠性和经济性

2.6.1 间接空冷系统的安全可靠性

大同200MW间接空冷机组经过近20年运行实践,进行了大量的完善和改进工作,也积累了丰富的运行操作经验,空冷机组运行安全可靠得到大大提高。各项可靠性指标如等效可用系数、非计划停运次数、非计划停运时间、强迫停运率、运行小时数等达到湿式冷却机组的同一水平。

2.6.2 间接空冷系统的经济性

在运行经济性方面与湿冷机组相比,间接空冷机组最突出的是节水十分显著,最主要差距是真空度低所带来的供电煤耗高。目前空冷机组年平均真空度比湿式冷却机组低近4%,相应供电煤耗升高14.4g/kWh。其他经济指标如年度发电量、辅机耗电率、补水率都与湿式冷却机组相同。2005年度国电电力大同第二发电厂6台200MW机组中,6号间接空冷机组可靠性指标、经济指标名列第一,并在全国同类型机组竞赛中名列前茅。

耗煤和节水经济性比较。以大同第二发电厂2005年度实际运行数据进行比较,见表10.6-3。

表 10.6-3 大同第二发电厂 2005 年度实际运行数据

发电量(亿 kWh)	年总发电量	79
	单机发电量	13.17
发电水耗(kg/kWh)		2.74
真空度(%)	空冷式机组	90
	湿冷式机组	94
煤价(元/t)		285
水价(元/t)		2.2

由表10.6-3可知,煤耗升高的费用,单机多耗煤2万t,成本多支出570万元;节约水的费用,单机节水540万t,

节约水费支出 1100 万元。

2.7 带混合式凝汽器的间接空冷系统试验

新机组要进行间接空冷系统的启动调试、保证值测试。机组大、小修后启动前应进行相关保护及连锁试验，机组入冬前应进行防冻试验。

2.7.1 空冷系统主要保护装置试验

空冷系统主要有以下保护装置

(1) 出现下列情况之一，循环水泵自动停运。

- 1) 系统中无水循环。
- 2) 安全放水阀开启。
- 3) 循环水泵电动机掉闸。
- 4) 循环水泵或电动机的保护动作。
- 5) 凝汽器水位降至 2.7m。

(2) 出现下列情况之一，安全排水阀自动开启。

- 1) 凝汽器水位高于 5m。
- 2) 环境温度低于 5℃ 时，冷却水系统中无水循环。
- 3) 环境温度低于 5℃ 时，主冷管道中水温低于 12℃。
- (3) 出现下列情况之一，运行的扇形段自动排水。

- 1) 扇形段出口温度低于 12℃。
- 2) 环境温度低于 5℃ 时，扇形段内无水循环。
- (4) 下列情况共同出现时，综合保护处于备用。

- 1) 环境温度 5℃ 以下。
- 2) 六个扇形段有任一排水阀关闭时。
- (5) 出现下列情况之一，综合保护动作。

- 1) 系统总压力降低。
- 2) 系统水循环终止。
- 3) 冷却水温度低于 12℃。
- 4) 凝汽器水位高于 5m。

(6) 运行中水轮机停运或掉闸，将自动投入节流阀。

(7) 凝结水泵与凝结水升压泵连锁。

1) 凝结水泵或凝结水升压泵故障掉闸，备用泵自动启动。

2) 凝汽器水位低于第八水位 (2.7m)，凝结水泵掉闸，凝结水泵停运后凝结水升压泵自动停运。

3) 循环水泵停运凝结水泵仍在运行时，自动开启热水管供水 A8 门，关闭冷水管供水 A9 门。

(8) 输送泵自动运行。

1) 凝汽器水位低至第六水位 (3.6m) 而贮水箱水位高于第七水位 (0.55m) 时，输送泵自动开启。

2) 凝汽器水位高至第四水位 (4m) 时，输送泵自动停运。

2.7.2 空冷系统防冻试验

见本篇 2.3.7 节。

2.7.3 间接空冷系统验收试验

2.7.3.1 空冷系统启动调试

主要调试项目：

- (1) 凝汽器水膜试验。
- (2) 泵、阀门、百叶窗试验。
- (3) 液压装置试验。
- (4) 热控系统静态、动态试验。
- (5) 保护装置试验。
- (6) 凝结水处理系统的启动调试。

2.7.3.2 空冷系统保证值测试

空冷系统的设备在一定技术条件下所能达到的性能指标，应符合制造厂的设计制造质量和达到用户与制造厂双方

签订合同的技术要求。这些性能指标称为保证值，具有保证值的工况点称为保证点。

空冷系统设备投入正常运行后，在规定期限内，在试验前合同双方应对测试项目、试验方法、运行条件、工况要求、操作方法、测量表计及其精确度、试验过程中某些细节问题以及试验结果的评价方法等进行商定。

保证值是根据空冷系统性能曲线提出来的，它包括不同大气干球温度下所对应的凝汽器温度、凝汽器压力和空冷塔散热量。严格地讲，保证点应从低气温到高温选择 3 ~ 5 个工况点，在不同气温下各个点的实测值都符合其设计值时，才算达到保证值。

3 带表面式凝汽器的间接空冷系统的运行控制和维护

3.1 带表面式凝汽器的间接空冷设备系统（以大唐太原第二热电厂为例）

3.1.1 系统及特点

3.1.1.1 系统简介

大唐太原第二热电厂，200MW 空冷机组，采用带表面式凝汽器的间接空冷系统。该系统主要由表面式凝汽器、循环水泵、空冷塔及空冷散热器构成。以除盐水作为中间冷却介质，闭式循环表面换热，冷凝汽轮机排汽。凝汽器一般采用不锈钢管或铜管作为冷却元件。循环水泵选用两台半容量立式蜗壳式离心泵。空冷塔为钢筋混凝土薄壳体双曲线自然通风塔。空冷散热器由椭圆形钢管套装翅片的管束组成，每个管束呈双排管错列布置，两个管束构成一个冷却三角。在空冷塔内，冷却三角分内、外两个环形，以 12° 倾角圆锥形布置，内圈设置 44 个，外圈设置 82 个，共计 126 个冷却三角组成六个冷却段。内圈两个冷却段，外圈四个冷却段，每个冷却段的进、出口管道上，均设置关断阀与排水阀，因此每个冷却段可以独立运行。

该系统的工艺流程为：循环水进入凝汽器，冷凝汽轮机排汽；升温后的循环水经循环水泵升压，送至空冷塔散热器；冷风从塔壁下部进风口进入空冷塔，通过百叶窗与散热器内的循环水进行表面换热。在塔筒内壁设置两个膨胀水箱，起着稳定循环水压力的作用。空冷塔地下设置贮水箱，存放冷却段退出运行时散热器的排水，膨胀水箱和贮水箱水面上的空间用氮气密封，避免空气进入，氮气由制氮站供给。正常运行中，循环水系统呈微正压，以保持良好的水循环工况。在地下泵房设置充水泵和补水泵，充水泵用于冷却段投入前充水，补水泵用于保持膨胀水箱水位，维持系统压力稳定。为防止散热器管束翅片间聚集灰尘影响传热，设置高压水冲洗系统，必要时进行定期冲洗。

3.1.1.2 系统特点

(1) 带表面式凝汽器的间接空冷系统，采用常规表面式凝汽器，循环水与凝结水分别为独立的系统。因此，可以按各系统的运行要求控制水质。

(2) 为控制同一系统钢制散热器及凝汽器铜管（7 号、8 号机凝汽器为 HSn70-1A 铜管）两种材质的腐蚀速率，循环水采用除盐水，系统为碱性水工况。

(3) 空冷塔为自然通风方式，由于散热器布置于塔内，运行中散热器换热效率受环境风的影响相对较小。

(4) 空冷系统的运行，可以根据环境气温及机组电、热负荷的变化进行调整，在冬季气温较低或供暖负荷较大的情况下，可以停运部分冷却段。

(5) 为防止空冷设备系统的腐蚀, 设有充氮保护系统。

3.1.2 空冷设备系统的自动控制

3.1.2.1 自动控制的要求

随着季节和环境气温的变化, 汽轮机运行背压变幅较大。因此, 空冷系统的自动控制, 必须满足以下要求。

(1) 根据环境温度和机组电、热负荷的变化, 相应改变冷却段投入运行的数量和通过散热器的空气量。

(2) 为保证空冷系统正常的水循环, 必须在运行中保证循环水系统总压力为定值。

(3) 散热器防冻是控制系统的首要任务, 在冬季, 当冷却段充水或停用时, 必须关闭百叶窗。当系统发生异常冷却段退出运行时, 必须紧急排放散热器中的存水, 以防止散热器冻结。

3.1.2.2 自动控制水平

空冷控制系统, 包括水泵、电动阀门、百叶窗执行机构的控制, 根据空冷系统的运行要求, 被控设备有三种控制方式。

- (1) 由 PLC 进行程序控制。
- (2) 在控制室操作盘上远方控制。
- (3) 在就地控制箱上手动控制。

程序控制是整个空冷系统的核心控制部分, 担负着空冷系统的充、放水控制和监视功能。在就地人员的配合下, 通过上述控制功能, 实现空冷系统的启动、停止和正常运行工况的监视和调整。根据环境温度、机组负荷, 改变投入运行的冷却段数目, 改变通过散热器的冷却水流量, 改变通过散热器的冷却风量, 并实现异常工况的报警和事故处理。

3.1.2.3 主要控制的内容

(1) 百叶窗执行机构的控制。空冷塔内设置六个冷却段, 每个冷却段配备 11 (或 10) 台电动执行机构, 每台执行机构控制两个冷却三角百叶窗开度。正常运行时, 根据进入冷却段的热水温度和环境温度, 调节百叶窗开度, 保持汽轮机在该工况下的运行背压值。

(2) 循环水压力的控制。空冷系统的循环水为微正压系统, 控制循环水压力, 是为了在运行过程中保持冷却三角顶部压力略高于大气压力, 避免空气进入, 以保持良好水循环。循环水压力靠膨胀水箱水位控制, 保证了膨胀水箱水位, 也就保证了系统压力。

(3) 冷却段充水与放水控制。在空冷系统运行中, 根据环境温度和机组负荷的变化, 可以调整投入的冷却段数, 满足不同排汽热负荷与散热器冷却面积的匹配, 以获得较好的冷却效果。空冷塔内, 各冷却段的充、放水采用程序控制, 冷却段充水可自动也可手动进行。

3.1.3 循环冷却水水化学工况

在表面式凝汽器间接空冷系统中, 循环水采用与锅炉补给水相同水质的二级除盐水, 循环过程中不进行排污。其循环水水化学工况选用氨水调节 pH 值, 催化联氨除氧, 由于循环水与凝结水为独立的系统, 因此, 炉水不加磷酸盐处理。

当凝汽器采用铜管为冷却元件时, 在循环水指标控制中, 首先应保证碳钢的腐蚀速度在允许范围, 同时兼顾铜的腐蚀速率, 使两种材质的腐蚀速率均能满足整套机组服役年限的要求。

3.2 带表面式凝汽器的间接空冷系统的启动运行

空冷系统在调试过程中第一次启动时, 系统清洗是非常必要的。清洗分以下几步进行, 首先彻底清除系统内的机械

杂物, 而后清除管道内表面锈蚀。水冲洗可先用生水, 最后用除盐水进行冲洗, 直至水质合格。

空冷系统的启动, 是系统从静止到运行状态的转变过程。启动方式有两种, 一是通过可编程序控制器 PLC 进行程序启动, 二是在单元控制室或在空冷塔就地启动。

空冷系统启动的一般程序: 循环水系统充水—启动循环水泵进行系统水循环—锅炉点火—汽轮机冲转—发电机并网—冷却段散热器充水, 空冷系统投入运行。

3.2.1 启动准备

3.2.1.1 热控系统准备

(1) 热控人员检查设备状况, 单元控制室各种报警信号试验正常。

(2) 各功能组静态、动态试验完毕, 功能符合要求, 动作正确可靠。

3.2.1.2 空冷系统准备

(1) 各电动阀门开启、关闭试验符合要求, 远方、就地操作正确灵活。

(2) 散热器百叶窗开关灵活同步, 具备远动和就地操作功能。

(3) 空冷系统充水, 由于系统很大, 充水时间较长。当循环水泵入口压力达到 0.15MPa 时, 停止充水。

(4) 启动循环水泵, 通过旁路系统进行水循环, 在水循环中, 应检查各冷却段阀门及管道无泄漏。

3.2.2 冷却段散热器充水

散热器充水应逐段进行, 在充水过程中, 必须注意监视汽轮机背压的变化。

3.2.2.1 程控充水

(1) 充水条件满足后, 按下控制台上充水按钮, 由可编程序控制器 PLC 自动完成充水步骤。

(2) 充水完毕, PLC 进行最后一次检查, 若已达到要求, 指令开启该冷却段百叶窗, 冷却段投入运行。若 PLC 检查未达到要求状态, 在控制台显示“充水故障”信号, 若大气温度小于 2℃ 时, 则转入排水过程, 在控制台显示“冰冻危险”信号。

3.2.2.2 就地充水

(1) 冷却段不具备程控充水条件时, 可以进行就地充水。充水时, 应将阀门开关切换至“就地”位置, 使用就地开关按钮进行充水。

(2) 就地充水时, 关闭冷却段排水阀, 稍开出水阀门向冷却段配水管充水。配水管充满水后, 全开出水阀门, 由膨胀水箱向该冷却段散热器快速充水。

3.2.2.3 充水具备条件

- (1) 循环水泵在运行状态。
- (2) 环境大气温度低于 2℃ 时, 循环水温应高于 50℃ (环境大气温度高于 2℃ 时, 循环水温应高于 10℃)。
- (3) 地下贮水箱水位高于运行水位。
- (4) 充水冷却段百叶窗关闭。

3.2.2.4 充水注意事项

(1) 在程控充水时, 若指令动作的阀门未动作, PLC 将自动中断充水, 恢复到充水前状态。阀门故障消除后, 方可重新充水。

(2) 就地充水时, 应严格控制循环水母管旁路阀前后差压, 差压一般应保持在 0.07MPa (表压), 防止散热器及管路接合处超压产生泄漏。

(3) 在充水过程中, 应适当控制充水泵出口阀的开度, 使管道、散热器内的空气有充足的时间排尽, 避免在充水过

程中产生气塞振动现象。

(4) 冬季充水时, 由于环境气温和散热器部件温度较低并基本一致, 而且散热器面积较大, 会使充入的循环水温下降很快, 若控制不当, 很容易冻结。

3.2.3 冷却段散热器投入运行

(1) 监视冷却段进水压力接近系统总压力 0.18~0.23MPa (表压) 时, 全开进水阀门, 该冷却段投入运行。

(2) 逐个投入其他冷却段运行。

(3) 调整百叶窗开度, 保持空冷塔各冷却段出水温度在正常值。

3.3 带表面式凝汽器的间接空冷系统的运行控制

3.3.1 散热器百叶窗的运行控制

在机组运行中, 随着冷却段出水温度的变化, 应及时调整百叶窗开度。在夏季运行中, 百叶窗在全开状态, 循环水温度随着环境大气温度与汽轮机负荷的改变而变化。在冬季运行中, 必须根据环境气温及时调整百叶窗开度。当气温在 -10°C 以下时, 外环百叶窗开度应控制在 30% 以下, 内环控制在 50% 以下, 保持冷却段出水温度不低于 25°C 。另外, 由于外环冷却段的出水温度受百叶窗开度的影响较大, 所以运行中, 空冷塔外环的百叶窗, 尤其是迎风侧百叶窗应尽可能关小或全关, 用调整内环百叶窗和调整背风侧外环百叶窗开度的方法调整冷却水温。

3.3.2 部分冷却段的运行控制

对于抽汽供热机组, 随着冬季采暖系统的投入及环境气温的显著降低, 采用部分冷却段运行方式是必要的。当环境气温为 -1°C 时, 机组带 200MW 负荷, 四个冷却段运行, 散热器出口水温 36°C , 汽轮机背压为 15.59kPa, 运行工况点在安全区。实践证明, 冬季维持两台循环泵、四个冷却段运行, 可以满足汽轮机变工况运行的要求。

3.3.3 负荷与运行工况的控制

机组负荷的调整, 应严格按照汽轮机制造厂提供的工况运行限制曲线进行, 见图 10.6-3。

3.3.3.1 安全区运行工况的调整

图 10.6-3 中, 运行工况点在安全区内, 机组负荷可以增加或减少。控制末级叶片相对容积流量系数 \overline{GV} 不小于 0.35 为限制条件, 在同一背压下, 负荷增加时相对容积流量增大, 末级叶片工作的安全性提高。因此, 运行在安全区时机组应尽可能多带负荷。

3.3.3.2 过渡区运行工况的调整

图 10.6-3 中, 运行工况点在过渡区也是安全的, 机组

可以长期运行。运行中, 若汽轮机背压较低且调节级后压力偏低时, 一般可采用增加负荷的方法, 使运行工况点过渡到安全区或接近安全区。若汽轮机背压较高, 调整负荷后, 工况点反而向限时区发展时, 应适当减少负荷, 保持运行工况点在过渡区。

3.3.3.3 限时区运行工况的调整

汽轮机厂家规定, 运行工况点在限时区运行, 全年累计不应超过 10h。根据运行经验, 工况点进入限时区时, 应采取减负荷的方法, 使运行工况点进入过渡区。采取措施无效时, 每次限时运行 10min。若负荷降至 100MW 以下, 工况点仍不能避开限时区时, 应故障停机。

3.3.3.4 危险区运行工况的调整

运行工况点进入危险区时, 应迅速降低机组负荷并降低主蒸汽压力, 采取措施后, 若运行工况点仍在危险区内, 应立即故障停机。

3.3.4 冬季和夏季汽轮机运行背压的控制

空冷机组汽轮机设计背压取决于环境大气温度, 在间接空冷系统中, 汽轮机背压变幅一般为 5~30kPa。

在冬季运行中, 由于环境气温的影响, 循环水温较低。当汽轮机蒸汽流量不变、背压降低到一定数值时, 由于容积流量的增加, 会使末级出口轴向排汽速度达到音速, 通流部分产生汽流阻塞, 因此, 机组运行背压不应小于阻塞背压 (供热机组一般不存在此问题)。为了防止空冷散热器冻结, 运行中应控制循环水温度, 保持散热器出口水温在 $25\sim 30^{\circ}\text{C}$ 。

在夏季运行中, 随着环境气温的升高, 汽轮机背压增大。当机组负荷偏低时, 末级叶片相对容积流量减小, 会影响末级叶片的气动特性和安全运行。因此, 汽轮机组运行中必须遵循以下原则。

(1) 严格遵守汽轮机制造厂提供的运行限制曲线运行, 控制末级叶片相对容积流量系数 \overline{GV} 不小于 0.3。

(2) 在设计最高满发背压条件下, 根据环境气温的变化, 合理确定机组负荷, 保持运行背压符合设计值。

(3) 运行中控制汽轮机监视段压力不超过规定值。

3.3.5 循环冷却水水质控制

3.3.5.1 水质控制

采用 HSn70-1A 黄铜管表面式凝汽器和碳钢散热器的空冷系统, 在优先考虑碳钢耐蚀寿命的前提下, 水质控制指标 pH9.6~10 (9 号机 pH9.8~10.2), 溶解氧浓度小于 $20\mu\text{g/L}$, 催化联氨浓度为 $10\sim 20\text{mg/L}$, 起始水电导率小于 $2\mu\text{S/cm}$ 。

3.3.5.2 加药方式

由于循环水为密闭系统, 没有排污, 故系统内的 pH 值和催化联氨值, 在机组正常运行中不会有大的变化。当散热器泄漏量较大、膨胀水箱呼吸孔与大气连通时, 水的 pH 值和溶氧才会有较大的变化。为了适应机组的各种运行工况, 加药系统按两种运行方式设计。机组正常运行时, 系统补水量很小, 按间断补水的方式运行; 当系统出现故障补水量较大时, 采用连续补水的方式。药品的加入量, 根据补水量的大小按比例同步加入。为了保证药品在系统中混合均匀、反应完全, 加药点设置在循环水泵的入口处, 以对循环水管道和散热器起到良好的保护作用。

3.3.6 氮气系统的控制

氮气系统主要由氮气瓶、氮气汇流排、缓冲罐及连接管路组成。初次投运前, 系统清洗合格后, 向系统充入氮气, 保持氮气压力 5kPa (表压)。系统充水后, 氮气被置换到地下贮水箱中。当空冷系统停止运行时, 氮气经膨胀水箱进入

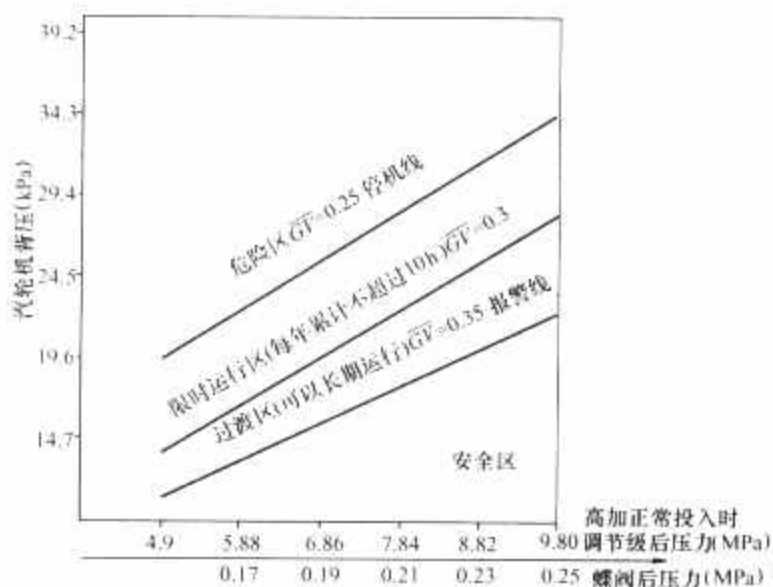


图 10.6-3 200MW 空冷机组工况运行限制曲线

停运冷却段,保护管束内表面,防止散热器腐蚀。若压力偏低时,应及时向系统补充氮气,保持氮气压力稳定。

3.4 带表面式凝汽器的间接空冷系统的停运

3.4.1 正常停运

空冷系统的正常停运,是指配合机组检修而进行的停运。在汽轮机滑参数停运过程中,随着空冷塔冷却段出水温度的下降,逐渐关小直至全关百叶窗,冬季保持冷却段出水温度不低于 25°C 。在退出各个冷却段过程中,根据系统总压力升高情况,调整循环水旁路阀开度,保持两侧差压不超过规定值。当退出三个冷却段时,停止一台循环泵并继续对其余冷却段进行排水,冷却段全部排水后,维持另一台循环水泵运行。当汽轮机排汽缸温度达 50°C 以下时,停止循环水泵,空冷系统全部退出运行。

3.4.1.1 自动排水

排水程序由 PLC 控制,指令发出后,系统执行自动排水程序。若排水过程中出现异常情况时,控制台显示“排水故障”;冬季环境气温低于 2°C 时,将发出“冰冻危险”信号。在冷却段自动排水过程中,指令动作出现故障时,必须就地消除故障后方可执行下一步程序。

3.4.1.2 就地排水

设备发生故障不能进行冷却段自动排水时,可采用就地手动排水方式。在某一冷却段退出运行时,必须注意系统总压力及运行冷却段压力的变化,若运行冷却段进出水压力变化较小且稳定在一定范围时,可继续进行停运冷却段的排水操作。

3.4.2 故障停运

空冷设备及控制装置发生异常,致使空冷系统全部或部分停运,称为故障停运。空冷设备发生故障时,应根据故障部位对系统的影响,确定停运范围。一般在下列故障发生时,可部分停运空冷系统。

- (1) 散热器发生泄漏。
- (2) 冷却段配水母管或散热器进、出水支管泄漏。
- (3) 冬季百叶窗开关失灵。

3.4.3 冬季停运注意事项

冬季空冷系统全部或部分停运后,必须加强就地检查。尤其在空冷系统部分停运时,必须做好防停运冷却段再进水的措施。

- (1) 冷却段停运时,百叶窗应关闭严密,防止散热器快速冷却,使部件产生附加应力而损坏。
- (2) 冷却段排水时,排水阀不宜大开,防止膨胀水箱顶部氮气管路堵塞,出现虹吸作用或水锤现象。
- (3) 停运冷却段进出水阀应关闭严密,排水阀全开,确认散热器内无积水。
- (4) 阀门间暖气设施运行正常,防止冷却段配水管与阀门出现冻结现象。

3.4.4 空冷系统的停运保护

机组停运时,空冷系统的保护分两种方式,一种为短期静态湿法保护,另一种为长期充氮保护。

在夏季短期停运时,采用静态湿法保护,空冷散热器不排水(冬季停运时,散热器必须排水),凝汽器及循环水管道仍在充水状态,水质指标与运行指标基本相同。停运期间,定期启动一台循环水泵,使循环水流动,保持水质均匀。

机组大修空冷系统停运时间较长,将循环水排入地下贮水箱,散热器充氮保护,凝汽器及循环水管道仍充水湿保护。为了保证水质,在停运前,应将循环水的 pH 值调整至

运行指标上限值。

3.5 带表面式凝汽器的间接空冷系统的故障处理

3.5.1 散热器泄漏

散热器泄漏是空冷系统的主要故障之一。当散热器少数基管泄漏时,一般采用堵管法处理。当堵管数超过总管数的10%时,其运行管束的流速将超过允许值(散热器管内设计流速 0.987m/s),必须更换散热器泄漏的基管。

3.5.2 散热器百叶窗故障

百叶窗的任务是调节、控制通过散热器的冷却风量,从而保持冷却段出水温度。另外,百叶窗还起着防止散热器冻结的重要作用,其常见故障如下:

- (1) 在控制室远方操作百叶窗时,执行机构不动作。
- (2) 百叶窗窗叶启、闭不同步,在开启或关闭时,有的窗叶仍在关闭或半关闭状态。
- (3) 百叶窗窗叶脱落。

在发生上述情况时,由检修人员检查处理,百叶窗调整可切换为就地进行。

3.5.3 阀门故障

- (1) 阀门关闭不严。
- (2) 机械部分卡涩。
- (3) 电动执行机构不动作或动作不灵。

处理方法:更换阀碟密封圈或更换阀门,检查修理电动执行机构的部件。

3.5.4 循环水泵故障

- (1) 运行中,循环水泵一般容易发生下列故障。
 - 1) 循环水泵掉闸。
 - 2) 水泵导瓦及电动机线圈温度异常。
 - 3) 水泵盘根泄漏。
- (2) 处理方法。

1) 运行中当一台循环泵掉闸时,应迅速关闭该泵出口阀门,防止止回阀关闭不严水轮反转,根据系统压力下降情况,及时启动充水泵运行。在冬季运行中,系统压力严重不足时,应停用一个或几个冷却段,并立即进行排水,以维持空冷系统部分冷却段运行。

2) 运行中,若循环泵导瓦温度升高时,应检查冷却水系统工作是否正常;当电动机铁芯或线圈温度异常升高时,应检查通风系统工作是否正常。

3) 循环水泵盘根漏量较大时,应调整密封水压力和压兰的紧力,必要时停泵更换盘根。

3.6 空冷机组运行安全性分析

3.6.1 对汽轮机部件的安全分析

3.6.1.1 对汽轮机末级叶片的影响

在冬季运行中,由于环境气温较低,汽轮机运行背压过低,末级叶片容积流量增大,汽流速度增加。当流速达到音速时,在末级叶片通流截面将造成汽流阻塞。夏季运行中,随着环境气温升高,汽轮机背压增大。当机组负荷偏低时,末级叶片容积流量减小,末级叶片反动度下降。当末级叶片反动度出现负值时,动叶根部和静叶顶部将出现脱流、倒流和涡流现象,激发叶片自激振动,甚至诱发叶片颤振,使叶片动应力增大。蒸汽回流夹带的水滴会以很大的相对速度撞击叶片,水蚀动叶根部出汽边,可能造成叶根应力集中而断裂。当背压过高时,还会使末级做负功,导致叶片鼓风超温运行。

3.6.1.2 对汽轮机低压缸的影响

夏季运行中,随着汽轮机背压的变化,低压缸排汽温度变化也很大。这可能会对低压缸造成较大的热应力或引起缸体的不均匀变形,使缸体靠近轴封处的缸面漏真空,甚至引起低压缸通流部分动静部件摩擦,影响机组的安全运行。为此,汽轮机低压缸不仅要有足够的刚度和强度,而且必须配置自动喷水减温系统。正常运行中,排汽温度应控制在 65℃ 以下,空负荷排汽温度不得超过 100℃ (喷水减温装置已投入)。因此,空冷机组运行中,保证喷水减温系统工作正常,是控制排汽温度的重要手段。

3.6.1.3 对机组轴系振动的影响

空冷机组由于运行背压和排汽温度的较大变化,当低压缸采用座缸轴承时,应考虑排汽温度变化对轴承标高的影响,从而引起的轴系中心、轴承负荷分配和轴系振动的问题。有关单位曾对间接空冷式 200MW 机组的座缸轴承标高变化进行了实测和计算,实测最大值为 0.13mm,计算值为 0.33mm。而早期投产的间接空冷式机组也曾发生过轴系振动问题,因此,在机组运行中,应密切监视各轴瓦振动值和回油温度的变化。

3.6.2 对空冷系统部件的安全分析

3.6.2.1 散热器泄漏的影响

散热器泄漏,不仅影响机组的经济性,而且影响机组的安全运行。间接空冷系统散热器的换热元件多采用 FE51 型钢制套片式镀锌翅片管,其基管用冷轧钢带经多道辊轧工序制成当量直径的开口圆管,然后由高频感应线圈将未合拢的两个边热融挤压焊接而成。焊好的圆管经多道定径轧辊后逐渐成椭圆形基管。早期国产散热器泄漏率较高,分析其原因是管材含硫量偏高,还有许多夹杂物存在,化学成分不稳定,容易产生应力集中而损坏,这是造成散热器泄漏的主要原因。另外根据泄漏部位分析,泄漏点多处于空冷塔外环的 5 段和 1、2 段上,而这三个冷却段正处于当地冬季西北风占全年季风 2/3 以上的不利条件,因此,环境恶劣条件也可能是促使散热器泄漏的客观原因。

3.6.2.2 冷却段阀门严密性的影响

空冷系统各冷却段阀门的严密性,直接关系到空冷机组的安全运行,尤其是退出部分冷却段时,阀门不严会造成系统总压力下降,运行系统缺水,引起机组凝汽器真空下降。冬季运行时,阀门不严还会使退出的冷却段进水,散热器冻结。

3.6.3 冬季防冻措施对安全的影响

如前所述,冬季运行中,空冷系统的启动运行和停运,必须严格贯彻执行运行维护的有关规定,认真做好各项防冻措施,以提高机组的安全可靠性。

3.6.4 提高机组安全性的途径

(1) 大型空冷机组汽轮机低压转子应选用落地轴承,消除汽轮机排汽温度变化对轴承中心标高和轴系振动的影响。

(2) 为了防止汽轮机排汽温度升高给末级叶片和排汽缸带来的不利影响,应合理使用低压缸喷水减温装置并提高其自动控制水平。

(3) 优化汽轮机末级叶片及低压缸通流部分的设计,进一步提高汽轮机的变工况特性及安全可靠性。

(4) 散热器是空冷系统的核心部分,为了保证散热器的安全运行,散热器冷却元件材质选用及制作工艺水平有待进一步提高。

(5) 凝汽器冷却元件与空冷散热器管束采用相同的材质,更有利于循环水质控制。

(6) 消除散热器百叶窗的卡涩和动作失灵问题。

(7) 空冷系统阀门的严密性是一个十分重要的问题,设备选型时,应引起足够的重视。

(8) 空冷系统自动控制装置的正常投入运行,是保证空冷机组安全运行的重要措施。

3.7 空冷机组运行经济性分析

3.7.1 环境气温变化的影响

在夏季运行中,受环境气温的影响,循环水温升高,汽轮机背压升高。为了保证末级叶片工作的安全性,应保持运行工况点在安全区或过渡区。在冬季运行中,为了防止空冷塔散热器冻结,必须保持较高的背压和循环水温。因此冬季环境气温偏低,有利于机组经济运行的条件得不到充分利用,影响了机组运行的经济性。

3.7.2 空冷塔迎面风的影响

带表面式凝汽器的间接空冷系统,散热器水平倾斜布置在空冷塔内进风口上部。因此当环境横向风速小于等于 4m/s 时,对背风侧进风的影响很小。但根据运行经验,若 6~7 级大风 (风速 10.8~17.1m/s) 仍会影响汽轮机背压约 1kPa。

3.7.3 散热器表面脏污的影响

空冷电站大多建在缺水干旱地区,由于自然环境和厂区环境的影响,空气中携带的粉尘被抽入空冷塔,加之散热器管束翅片间距很小,所以很容易使粉尘杂物粘敷在散热器外表面上,减少了空气流通截面,降低了散热器的冷却效率。根据冲洗前后实测对比分析,严重时影响散热器进出水温差 4~5℃,影响汽轮机背压约 5~7kPa。因此在春夏季节,要进行空冷塔散热器的定期冲洗。

3.7.4 煤耗与节水效益比较

3.7.4.1 煤耗比较 (不含供热部分)

根据统计,2005 年大唐太原第二热电厂三台 200MW 空冷机组完成主要指标情况见表 10.6-4。

表 10.6-4 2005 年度 200MW 机组主要指标完成情况统计

项 目	单 位	7 号机组	8 号机组	9 号机组
发电量	万 kWh	135 007.2	143 205.1	154 251
运行小时	h	7540	8093	8571
供电煤耗	g/kWh	367	371	358

三台空冷机组与大唐集团公司同类型 200MW 湿冷机组先进值 (347.31g/kWh) 比较,供电煤耗分别高出 19.69g/kWh、23.69g/kWh、10.69g/kWh。

3.7.4.2 节水比较

以大唐太原第二热电厂 7 号机组为例,间接空冷机组冷却循环水为密闭系统,与湿冷塔比较,不存在各项水量损失。7 号机组空冷系统设计补水量为 5t/h,但由于冬季散热器泄漏和系统存在不明泄漏点,实际补水约 41.44t/h。考虑发电其他用水,7 号机组日耗水约 5352t,发电用水单耗 1.33kg/kWh,耗水量约为同类型湿式冷却机组 (某电厂 200MW 湿式冷却机组日耗水量 17 256t) 的 31%,节水 69%。

3.7.4.3 费用比较

以大唐太原第二热电厂 7 号机组为例,根据 2005 年度 7 号机组完成的指标值,按目前煤、水成本价计算,多耗标煤 26 582.92t,多耗煤费用 717.74 万元,节水 3 348 278t,节水费用 904.04 万元。多耗煤与节约水两项费用相比,节水费用一年多出 186.3 万元,节水费用高于多耗标煤的费

用,节水效益显著。

3.7.5 提高机组经济性的途径

(1)提高空冷散热器运行的可靠性,带表面式凝汽器的间接空冷系统,循环水采用除盐水,空冷塔散热器及系统泄漏,不仅影响空冷机组运行的安全性,而且严重影响着运行系统的经济性。

(2)在春、夏季节机组运行中,应定期进行空冷塔散热器表面粉尘污垢的冲洗,保持散热器表面清洁。

(3)根据空冷机组的运行特点,机组检修工作应安排在夏季炎热时段进行,以避开机组最不利运行工况。

(4)提高冷却段进、出水阀及排水阀的严密性,维持系统总压力稳定,减少补水泵的启、停次数,降低厂用电率。

(5)20世纪90年代投产的间接空冷机组,由于当时设计制造经验不足,存在一些问题。实践证明,结合对这些机组汽轮机通流部分改造,并根据当地的气象条件、燃料价格和电价等因素,进一步优化末级叶片设计和优化ITD值,适当提高夏季满发背压,是提高汽轮机效率和夏季带负荷能力的有效措施。

3.8 空冷系统热力特性试验(以大唐太原第二热电厂7号机组为例)

空冷系统热力性能试验的目的是为了获得不同气象条件和不同凝汽器热负荷下,空冷系统的散热性能,空冷散热器传热系数,进出口风温、风速的关系,散热器阻力特性、冬季防冻试验等,为机组验收、运行提供依据。

3.8.1 试验条件及执行标准

3.8.1.1 试验条件

(1)两台循环水泵投入运行,循环水流量稳定,膨胀水箱水位正常,保持系统总压力恒定。

(2)空冷塔散热器表面清洁,6个冷却段全部投入运行。

(3)百叶窗处于全开状态。

(4)空冷塔实际散热量不小于额定值的80%,散热量变化不超过±5%。

(5)天气晴朗,大气中不存在逆温现象(即地面气温高于距离地面10m以上的气温)。

(6)在距离地面10m以上,自然风速小于4m/s。

(7)试验期间汽轮机组运行正常,负荷稳定。热力系统及加热器疏水系统,按设计要求投入运行。

3.8.1.2 执行标准

机组真空严密性在规定范围,按中华人民共和国机械工业部标准JB 3344—1993《凝汽器性能试验规程》验收合格。

3.8.2 试验项目

3.8.2.1 夏季试验

在夏季高温季节,随着环境气温的升高,测试机组的带负荷能力,从而获得汽轮机组负荷与有关参数变化的关系曲线。试验是在机组带200、180、160MW三种负荷下进行的,试验分析如下。

(1)空冷塔实际散热能力达到设计值,散热量与机组负荷、大气温度关系见表10.6-5。

表 10.6-5 空冷塔散热量测试值统计

机组负荷(MW)	大气温度(℃)	空冷塔散热量(MW)
195~203	10.1~25.7	303.53~333.62
174~180	11.3~28.0	272.13~306.14
157~160.5	10.7~28.4	239.00~256.90

在额定负荷下,空冷塔实际散热量平均大于设计值

16.93%(最大20.55%,最小9.68%),按不同气温下实测的散热量修正到设计散热量下的散热器进、出水温度,与设计值相近,表明空冷塔散热性能良好,达到了设计能力。

(2)排汽压力和端差。凝汽器设计热负荷276.744MW,大气温度17℃,排汽压力为10.78kPa。在相同凝汽器热负荷和大气温度下,实测排汽压力为15.6kPa,比设计值高44.7%。测试凝汽器端差也高于设计值(3.057℃),在200MW试验工况下,平均端差为7.81℃。实测排汽压力和端差均高于设计值,其主要原因是凝汽器严密性不合格,漏入空气影响了结果。(严密性试验数据为规定值的3.7倍)。

(3)空冷塔初始温差ITD。7号机空冷塔的ITD设计值为27~27.5℃,实测14个工况点均高于设计值。ITD测试值大于设计值与凝汽器背压高、端差大有关,测试结果见表10.6-6。

表 10.6-6 空冷塔 ITD 测试值统计

机组负荷(MW)	大气温度(℃)	空冷塔 ITD 值(℃)
200	10.1~25.7	29.1~32.5
180	11.3~28.0	27.6~31.7
160	10.7~28.4	24.0~28.5

(4)传热系数。8个试验工况实测传热系数如下:

在散热器平均出口风速为1.452~1.85m/s情况下,实测传热系数为34.51~39.05W/(m²·K)。空冷塔设计风速为1.67m/s,其传热系数为36W/(m²·K),按接近设计风速的工况实测的传热系数为38.14W/(m²·K),大于设计值。

3.8.2.2 夏季带负荷能力

通过运行统计,百叶窗在全开情况下,机组负荷与气温关系如下:

(1)环境气温 $t_a \leq 5^\circ\text{C}$ 时,散热器出口水温低于26℃,机组带200MW负荷,背压为12.5kPa,大于设计背压值。

(2)环境气温 $t_a \leq 22^\circ\text{C}$ 时,散热器出口水温49℃,机组带200MW负荷,背压为24.67kPa,运行工况点在安全区。

(3)环境气温 $t_a \leq 29^\circ\text{C}$ 时,散热器出口水温50℃,机组带170MW负荷,背压为28.26kPa,运行工况点处于过渡区。

(4)环境气温 $t_a = 32^\circ\text{C}$,散热器出口水温52℃,机组带150MW负荷时,背压为28.26kPa,运行工况点在过渡区。机组带140MW,背压为27.17kPa,工况点已进入限时区。

3.8.2.3 冬季试验

通过冬季试验,主要掌握在不同凝汽器热负荷、不同大气温度、不同百叶窗开度下散热器沿程水温分布规律,确定散热器可能出现的最低水温,甚至发生冻结的部位和最不利的运行工况,为确定行之有效的防冻措施提供依据,冬季试验是在所选定的冷却三角上进行的。

(1)散热器管内沿程水温分布,测试得出,散热器沿程温降过程与百叶窗开度有直接关系,与凝汽器热负荷关系不大。运行中外环百叶窗开度达50%以后,就能发挥较好的冷却作用,而内环百叶窗必须全开才能达到最佳冷却效果。

(2)百叶窗开度与散热器冷却水温的关系,以大气温度为-13.1℃、机组负荷194.5MW工况为例,外环百叶窗开度从0~50%,对冷却水温影响较大,平均温降16.3℃;开度从50%~100%,平均温降2.77℃。内环百叶窗开度从

0~50%, 平均温降 8.97℃; 开度从 50%~100%, 平均温降 9.67℃。试验表明, 外环百叶窗开度大于 50% 时, 对出水温降影响较小; 内环随着百叶窗开度增加, 其温降幅度比较均匀。

(3) 百叶窗全开试验, 在冬季进行全塔百叶窗开度试验, 其目的在于确定散热器出口水温与大气温度、凝汽器热负荷和百叶窗开度的关系。冬季试验是在机组带额定负荷、四个冷却段运行工况下进行的。在平均大气温度 -12.5℃、机组带额定负荷、百叶窗开度 100% 时, 散热器出口水温最高 30.6℃, 最低 25.3℃, 最大不平衡温差 5.3℃, 而在零度以上气温条件下, 散热器最大不平衡温差小于 2℃。散热器出口水温差别的大小, 在一定程度上反映出散热器内水量分配、百叶窗开度及散热器本身的散热性能。

3.8.2.4 风速、风温及风阻测定

风速、风温及其分布规律的测量有两个内容。其一, 测量风速、风温沿空冷塔半径方向的分布; 其二, 测量风速、风温沿散热器三角断面高度上的分布。

(1) 风速、风温沿半径方向的分布。从试验数据看出, 风速、风温沿空冷塔半径的分布不均匀, 但有一定的规律性, 风速大的断面风温低, 反之风速小的断面风温高。

外环靠近塔壁部分风速小而风温较高, 向内风速逐渐增大, 风温降低。内环虽然受中间通道及进出水管影响, 但也具有和外环相同的分布规律。

(2) 风速、风温沿散热器三角断面高度的分布。风速、风温沿散热器三角断面高度的分布极不均匀, 呈现上部风速大、风温低, 下部风速小、风温高的明显趋势。根据测试数据计算, 上部综合平均风速为总平均风速的 114%, 风温为 97%; 下部综合平均风速为总平均风速的 80%, 风温为 105%。

散热器表面风速、风温分布的这种特性与散热器组件结构形式和进风特点有关, 由于冷却三角的两个底角内部处于空气绕流产生的尾流区, 因此散热器底部风速小, 上部风速

则较大。

(3) 风阻测量。风阻测量采用笛形管、倾斜式微压计测量散热器进出口风压差的方法, 测试外环断面综合平均风速为 1.7m/s, 综合平均风阻为 32.61Pa; 内环断面平均风速为 1.8m/s, 综合平均风阻为 35.9Pa。由于现场条件限制, 很难取得风速和阻力测量的同步对应关系。

3.8.3 试验结论

(1) 特性试验表明, 在额定负荷、不同大气温度下, 空冷塔实际散热量大于设计值 16.93%, 空冷塔进、出口水温与设计值基本吻合, 空冷塔散热性能良好。

(2) 实测凝汽器排汽压力、传热端差及空冷塔初始温差均高于设计值, 主要原因之一是真空系统严密性差。

(3) 在额定负荷、额定冷却水量、百叶窗全开时, 散热器出口风速在 1.452~1.857m/s 情况下, 实测散热器传热系数为 34.51~39.05W/(m²·K), 在接近设计风速 1.67m/s 时, 实测散热器平均传热系数为 38.14W/(m²·K), 大于设计值。

(4) 内、外环组装型散热器综合平均风速和风温基本相等(平均风速分别为 1.89m/s 和 1.88m/s, 平均风温分别为 37.4℃ 和 37.5℃)。外环国产型散热器较组装型风速明显偏小, 其综合平均风速为 1.55m/s, 为组装型的 82%; 综合平均风温 38.2℃, 为组装型的 102%。从散热器风速、风温测试的数据分析, 国产型散热器散热效果不如组装型。

(5) 冬季启动两台循环水泵, 投四个冷却段运行, 可以满足机组带额定负荷长期运行要求。

(6) 百叶窗开度对内、外环散热器沿程水温有不同影响, 在相同开度下, 散热器迎风面管束较背风面管束冷却效果好。散热器进、出水侧之间散热量分配不均匀, 塔内及散热器表面风速、风温非均匀分布, 对空冷塔的运行产生了不良影响, 增加了散热器翅片管冬季防冻的困难。

(7) 夏季运行中, 加强散热器外部冲洗, 是提高运行经济性的重要途径。

参考文献

- [1] 马义伟. 电站空冷若干问题的讨论(第一集). 哈尔滨, 1997.
- [2] 陈思琦. 大型直接空冷机组真空泵的选择. 北京: 中国电力出版社, 2005.
- [3] 中国动力工程学会. 火力发电设备技术手册: 第2卷 汽轮机. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [4] 王为民, 曹功庆, 张云燕. 300MW 空冷汽轮机设计背压及末级叶高的确定. 汽轮机技术, 1994, 36(1): 39-44.
- [5] 李润森. 空冷机组机炉匹配的探讨. 动力工程, 2004, 24(2): 159-165.
- [6] 赵萍, 刘万琨. 空冷汽轮机高背压末级叶片研制. 东方电气评论, 1997, 11(3): 185-189.
- [7] 李宇峰, 任大康, 黄钢. 空冷汽轮机低压末级变工况设计. 热力透平, 2004, 34(1): 14-16.
- [8] 徐勤芳. 600MW 中间再热空冷凝汽式汽轮机通流部分设计. 热力透平, 2005, 34(3): 170-173.
- [9] 高宏喜. 空冷 135MW 汽轮机设计简介. 东方电气评论, 2006, 20(1): 17-19.
- [10] 王佩章. 我国空冷火电机组的实践. 发电设备, 2006, 20(3): 174-177.
- [11] 魏松涛. 空冷汽轮机设计的几个主要问题. 发电设备, 1999(2): 16-21.
- [12] 白永军. 国产直接空冷 600MW 机组结构及技术特点. 内蒙古电力技术, 2003, 21(91): 4-5.
- [13] 李晓宇, 任大康, 王世勇, 李宇峰. 空冷汽轮机的末级叶片. 汽轮机技术, 2002, 44(2): 103-105.
- [14] 王佩章. 我国大型火电直接空冷技术的特点. 电力勘测设计, 2004(2): 35-38.
- [15] 李晓勇, 张明智, 赵志芳. 影响空冷机组背压及叶片的因素及参数选取方法. 电力建设, 2005, 26(8): 1-3.
- [16] 高增宝. 关于空冷机组背压选择的问题. 中国电机工程学会火电分会空冷技术专业委员会空冷汽轮机学术会议, 2001: 111-122.
- [17] 王佩章. 国产 600MW 直接空冷汽轮机组设计中的一些问题. 电力建设, 2005, 26(3): 10-13.
- [18] 任怀良, 沈国平. 600MW 空冷汽轮机的设计开发. 上海电力, 2005(4): 384-388.
- [19] 张兆鹤, 崔琦. 空冷汽轮机的末级设计. 上海发电设备成套设计研究所, 2003.
- [20] 史进渊, 杨宇, 孙庆, 杨光海. 亚临界和超临界汽轮机强度振动与寿命设计判据的研究. 机械工程学报, 2005, 41(1): 189-192.
- [21] 何阿平, 沈国平, 王伟. 出口伊朗 325MW 中间再热空冷凝汽式汽轮机的特点. 热力透平, 2003, 32(1): 25-31.
- [22] 褚玉喜, 陆伟, 刘岩. 大功率空冷汽轮机末级动叶片的设计及其频率试验. 热力透平, 2005, 34(1): 12-17.
- [23] 杨其国, 汪洋, 周克澄, 任大康, 侯少华. 200MW 空冷机组末级叶片性能研究. 汽轮机技术, 1996, 38(4): 39-45.
- [24] 周代伟, 张红梅. 大型空冷汽轮机低压长叶片的开发. 热力透平, 2005, 34(2): 82-87.
- [25] 陈洪溪, 薛沫睿. 大型空冷汽轮机低压排汽缸几何尺寸对气动性能的影响. 动力工程, 2003, 23(6): 2740-2743.
- [26] 刘文奇, 梁秀珍. 排汽缸的结构设计. 汽轮机技术, 1996, 38(4): 229-235.
- [27] 张伟忠, 张忠良, 顾卫东, 何成君. 600MW 直接空冷汽轮机低压缸有限元分析. 汽轮机技术, 2005, 47(1): 31-33.
- [28] 沈国平, 王伟, 范雪飞, 陈洪溪. 空冷 300MW 低压排汽缸吹风试验损失分析. 发电设备, 2003, 17(3): 8-10.
- [29] 史进渊, 孙庆, 危奇, 等. 超临界汽轮机汽流激振的研究. 动力工程, 2003, 23(5): 2620-2623.
- [30] 申秀兰, 杨其国, 顾卫东. 采用落地轴承有利于提高某 600MW 机组轴系的安全裕度. 热力透平, 2005, 34(1): 18-20.
- [31] 刘志德, 蒙俊斌, 张伟忠, 刘永利. 600MW 直接空冷汽轮机落地轴承箱刚性分析. 汽轮机技术, 2005, 47(6): 419-420.
- [32] 丁尔谋. 发电厂空冷技术. 1 版. 北京: 水利电力出版社出版, 1992.
- [33] 马义伟. 空冷器设计与应用. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1998.
- [34] 山西电力局基建技经会, 太原第二热电厂. 发电厂表面式凝汽器间接空冷技术, 1997.
- [35] 中国电机工程学会. 第二次国际空冷技术研讨会中文论文集. 北京, 1995.
- [36] 山西省电力试验研究所. 太原第二热电厂空冷散热器泄漏原因研究报告. 太原, 1997.

第 11 篇 热电联产机组

主编单位：上海发电设备成套设计研究院

中国电机工程学会热电专业委员会

主 编：徐兆丰 王振铭

编写人员：王振铭（中国电机工程学会热电专业委员会）

严俊杰（西安交通大学）

陈 倪（上海电气电站设备有限公司上海汽轮机厂）

王云飞（上海星火热电厂）

第 1 章 概 述

1 热电联产的历史与现状

1.1 热电联产的发展历史

1.1.1 热电联产的兴起时期

1953~1967 年期间，我国学习前苏联经验，发展热电联产，建设区域性热电厂是很受重视的。第一个五年计划明确要建立供工业用的热电厂和供工业及市政公用的热电厂，发展热化事业，大部分新建的电厂都是热电厂，都有抽汽式供热机组。供热机组占全部火电设备容量，从 1952 年的 2% 增加到 1957 年的 17%。在世界上仅低于当时的苏联，居世界第二位。当时的供热机组多数为单机 2.5 万 kW 抽汽式机组。

1.1.2 热电联产的低潮期

1971~1980 年，热电联产项目处于低潮，主要原因是第一、第二、第三个五年计划期间建设的热电厂，由于热负荷设计偏大，造成热电厂节能效益下降，同时建设区域热电厂需要协调有关工业建设和城市建设，工作量很大，一时难以定案，致使热电建设受到很大影响。同时由于热负荷限制，不可能发展大容量供热机组（当时供热机组最大容量为 5 万 kW），而大容量高参数凝汽机组，热效率高，热电联产方案与分别生产热能、电能方案比较，联产的效益相对较差。

1.1.3 “六五”计划时期热电联产建设有了新的发展

1981 年以后，中央提出到 2000 年工农业总产值翻两番，在能源政策上提出了节能和发展并重的方针。在节约能源上采取一系列措施，积极鼓励热电联产集中供热，支持热电厂项目建设。

1981~1985 年期间，节能基建共安排热电项目 137 项，总规模达到 236 万 kW，计划年节约标准煤 383 万 t。这 137 个项目中，区域热电厂 78 个，自备热电厂 59 个，以公用区域热电厂为主。

1.2 热电联产的现状

到 2005 年底为止，中国热电联产年供热量 192 550 万 GJ，比 2003 年增加 29.73%。6000kW 及以上供热机组共 1990 台，总容量达 6981 万 kW，占同容量火电装机容量的 18.31%，比上年增加 6 个百分点，占全国发电机组总容量的 13.5%。在运行的热电厂中，规模最大的为太原第一热电厂，装机容量 138.6 万 kW，在北京、沈阳、吉林、长春、郑州、天津、邯郸、衡水、秦皇岛和太原这些大城市已有一批 20 万、30 万 kW 级大型抽汽冷凝两用机组在运行。星罗棋布的热电厂在中国的大江南北、长城内外迅速发展。区域热电厂也从城市的工业区，蔓延到了乡镇工业开发区。

2005 年全国分地区热电厂供热生产情况见表 11.1-1。

表 11.1-1 全国分地区热电厂供热生产情况

地 区	供热设备容量 (万 kW)	供热量 (万 GJ)	供热厂用电率 (kWh/GJ)	供热煤耗率 (kg/GJ)
全国总计	6981.00	192 549.84	6.48	40.24

续表

地 区	供热设备容量 (万 kW)	供热量 (万 GJ)	供热厂用电率 (kWh/GJ)	供热煤耗率 (kg/GJ)
北京市	328.70	6085.59	8.35	39.24
天津市	179.15	5715.80	7.38	39.62
河北省	500.13	13 810.39	7.46	40.14
山西省	323.80	5311.28	8.18	41.03
内蒙古自治区	352.30	5291.00	10.20	41.08
辽宁省	517.53	20 919.58	9.02	41.95
吉林省	411.05	10 130.79	8.94	40.88
黑龙江省	445.43	9984.25	8.66	42.47
上海市	366.39	5208.67	6.55	38.86
江苏省	1035.26	29 759.16	5.72	37.91
浙江省	454.32	23 323.31	4.95	39.00
安徽省	66.60	2079.59	6.33	40.00
福建省	31.80	2121.17	6.63	44.23
山东省	1098.73	26 680.69	6.94	41.59
河南省	241.10	4042.79	7.84	46.19
湖北省	21.40	434.45	8.56	49.89
湖南省	43.70	4793.68	4.76	34.81
广东省	170.15	4518.63	5.86	37.57
重庆市	9.40	1044.82	8.99	60.71
四川省	60.79	2717.00	5.58	40.71
陕西省	72.20	1383.25	7.93	43.20
甘肃省	122.30	3698.61		
宁夏回族自治区	9.00	202.85	13.31	37.00
新疆维吾尔自治区	119.45	3292.50	7.80	39.20

2 热电机组的特点、分类和选型

热电联产机组与纯发电机组的主要差别在于汽轮机，其锅炉和发电机可配用常规的设备。因此，本篇重点论述热电联产汽轮机。

2.1 热电联产的总体特点

(1) 以热定电。热电联产机组应统一规划，依据本地区《城市供热规划》、《环境治理规划》和《电力规划》编制本地区的《热电联产规划》分步实施，以热定电和适度规模，达到规定的热电比。

(2) 热效率高、节约能源。热电联产机组利用抽汽或排

汽供热，减少了冷凝损失，总热效率高，比热电分产节约能源。

(3) 环保效果好。热电联产机组的除尘、脱硫和燃烧效率比热电分产机组更高，降低了碳氧化物及有害气体的排放。

(4) 分布式冷热电三联供是一种先进、高效用能技术。分布式冷热电三联供是建立在能源梯级利用概念基础上，将供热、制冷及发电过程一体化的能源综合系统。它提高了能源利用效率，能源综合利用效率可达 90%。其应用范围相当广泛，是一种小规模、小容量、模块化，分散布置在用户附近，且节能、环保、能源多样化的系统。

2.2 热电机组的分类

热电联产的汽轮机机组按进汽参数可分为低压、次中压、中压、次高压、高压机组与超高压、亚临界机组。常见参数（压力、温度）等级见表 11.1-2。

表 11.1-2 热电机组常见的进汽参数
(压力、温度) 表

参 数	进汽压力(MPa)	进汽温度(℃)
低 压	1.27	340
次中压	2.35	390
中 压	3.43	435
次高压	4.9~5.88	435~470
高 压	8.8	535
超高压	12.75	535
亚临界	16.18	535

热电联产的汽轮机机组按热力特性可分为背压式、抽汽背压式、抽汽凝汽式几种。

2.2.1 背压式汽轮机

背压式汽轮机是将汽轮机的排汽供热用户使用的汽轮机。这种机组的主要特点是设计工况下的经济性好，节能效果明显。另外，它的结构简单，投资省，运行可靠。其主要缺点是发电量取决于供热量，不能独立调节来同时满足热用户和电用户的需要。因此，背压式汽轮机多用于热负荷全年稳定的企业自备电厂或有稳定的基本热负荷的区域性热电厂。

2.2.2 抽汽背压式汽轮机

抽汽背压式汽轮机是从汽轮机的中间级抽取部分蒸汽，供需要较高压力等级的热用户，同时保持一定背压的排汽，供需要较低压力等级的热用户使用的汽轮机。这种机组的经济性与背压式机组相似，设计工况下的经济性较好，但对负荷变化的适应性差。

2.2.3 抽汽凝汽式汽轮机

抽汽凝汽式汽轮机是从汽轮机中间抽出部分蒸汽，供热用户使用的凝汽式汽轮机。这种机组的主要特点是当热用户所需的蒸汽负荷突然降低时，多余蒸汽可以经过汽轮机抽汽点以后的级继续膨胀发电。这种机组的优点是灵活性较大，能够在较大范围内同时满足热负荷和电负荷的需要。因此多用于负荷变化幅度较大、变化频繁的区域性热电厂中。它的缺点是热经济性比背压式机组的差，而且辅机较多，价格较贵，系统也较复杂。

以上三种机型是中小型热电厂机组的主要形式。热电厂

常用汽轮机特性见表 11.1-3。

表 11.1-3 热电厂常用汽轮机特性

项 目		机 组 形 式		
		背压式汽轮机	抽汽背压式汽轮机	抽汽凝汽式汽轮机
相同锅炉容量和参数情况下	供热量	多	多	较少
	发电量	少	少	较多
发电煤耗	设计工况	低	低	较高
	负荷突降	高	高	略有升高
电负荷与汽负荷关系		用多少汽，发多少电	用多少汽，发多少电	汽、电比例可调整
结构复杂程度		简单	复杂	复杂
辅机配套数量		少	少	多
可满足用汽压力等级		一种	两种	一种或两种
可适应蒸汽负荷变化幅度		小	小	较大
系统复杂性		简单	简单	复杂
比较适用的场所		热负荷稳定，对电负荷无明显要求的情况。例如：纺织、印染	热负荷稳定，要求两种以上压力等级的负荷情况。例如：化肥、化纤	热负荷变化幅度大，变化频繁，希望多发电的情况。例如：造纸

2.3 热电机组的选型

中小型热电厂供热机组形式的选择要按“统一规划，分步实施，以热定电和适度规模”的基本原则，结合本地区供电状况和热负荷的需要，国内供热机组的产品系列和运行情况，以及电价和热价等因素，通过技术经济比较确定。

2.3.1 供热机组选择原则

(1) 在保证安全经济运行条件下，应尽量选择较高参数和较大容量的机组（如 6000kW 以上的次高压机组或更大容量的高压机组），同时机炉台数不宜过多。新建热电厂的最终装机规模宜控制在 6 炉 4 机的水平。

(2) 供热区的热用户有稳定的热负荷，采暖期与非采暖期的热负荷相差不大，对以供生产用汽为主的热电厂，应优先选用背压式汽轮机，其额定功率宜按全年的基本热负荷确定。

(3) 对于热负荷不稳定的供热区，应认真分析各类热负荷的性质和所占比重。如果主要热用户的热负荷较平稳，可以此为基本热负荷，经过技术经济比较后，再决定选择背压式还是抽汽背压式机组。对中小城市，如主要热用户的热负荷波动较大，在采取一定的措施后（例如设置蓄热器和行政调度措施等），背压式或抽汽背压机组仍不能满足经济运行，一般可采用锅炉房集中供热。对大城市，可选用单机 200MW 或 300MW 的大型抽汽凝汽两用供热机组。

(4) 当采暖与非采暖期热负荷相差较大时，可采用背压式与抽汽凝汽式机组联合供热或背压式机组与尖峰锅炉房联合供热的方案。采用哪种方案合适，应通过技术经济比较，并考虑环保要求后确定。

(5) 为了提高投资的经济效益，供热区新建热电厂时，锅炉一般不设备用，应尽量利用供热区内原有的容量较大、运行条件好的锅炉作为热负荷调峰的备用设备。扩建热电厂时，备用锅炉的设置要根据热负荷的性质和大小来确定。

2.3.2 供热设备的容量选择原则

(1) 当最大一台锅炉停用时,其余锅炉(包括供热区已确定作为备用的锅炉)的出力应满足热用户连续生产所需的生用汽量,一般应为采暖、通风和生活用热量的65%~75%,严寒地区取上限。

(2) 对装有背压式或抽汽式汽轮机的热电厂,应按每种排汽或抽汽参数,设置一套备用减压减温装置,其出力等于最大一台汽轮机的最大排汽量或抽汽量。

(3) 任何一台汽轮机停用时,其余汽轮机若能提供采暖、通风和生活用热量的65%~75%,则可不装设采暖用汽的减压减温装置。

(4) 经常运行的减压减温装置,应有一套备用。

2.3.3 其他因素

(1) 在选择供热式电厂锅炉时,汽轮机组的进汽量不得小于锅炉最低允许出力,以保证锅炉的安全稳定运行。

(2) 选择与供热机组匹配的锅炉时,应考虑其对燃料的适应性,以及灰渣综合利用的可能性。

(3) 热电厂一般不配置凝汽式机组。只有在个别严重缺电而又有丰富廉价燃料且热电负荷不一致的地区,为了满足热电负荷的需要,才可考虑适当配置凝汽式机组。

(4) 对于同一热电厂,机组和型号与制造厂,以及配套的辅机应尽可能一致,以减少电厂的检修工作量和备品备件的储备量。

2.4 热电联产集中供热方式和机型

2.4.1 热电联产和热电分产的对比

热电分产是以集中供热锅炉房供热,凝汽式汽轮发电机组供电。一般大型集中供热锅炉房使用的锅炉以20、35、40t/h的热水锅炉居多,少数也有75t/h的热水锅炉,这些锅炉以链条锅炉为主。链条锅炉的负荷特性不好,在低于额定负荷时锅炉效率下降很多。热负荷的年变化和日变化都非常显著。根据统计结果,仅就采暖热负荷来说,北方地区每年最小采暖热负荷约为最大采暖负荷的29.5%~56.5%(郑州为56.5%,北京为48.1%,哈尔滨为29.5%),而且日采暖基本上是通过分时段供热来保证室内温度的,因此日热负荷波动性也非常大。根据统计数据推算,集中供热锅炉房的锅炉年平均效率在65%左右,其年均供热煤耗在55kg/GJ左右。

而热电联产机组(抽汽凝汽式机组)则可以很好地适应负荷变化的情况,使用的锅炉都是大型锅炉,而且以循环流化床锅炉居多,运行时锅炉效率可以稳定在88%~91%。此时供热的标准煤耗在38~42kg/GJ。2005年我国供热标准煤耗为40.24kg/GJ。

供热机组相对于纯凝汽式机组,由于在供暖时减少了冷凝损失,其供电煤耗都比相同容量的凝汽式机组的供电煤耗低,在热负荷较大的情况下,一台50MW的热电机组抽汽供热时煤耗可以低于300g/kWh,比火电平均供电煤耗370g/kWh低很多,甚至比300MW亚临界机组也低。热电联产方式肯定比热电分产节能。尽管在某些情况下,热电机组也有可能出现供电煤耗比300MW亚临界机组高的情况,但是如果考虑供热方面的节能,则热电联产还是比热电分产方式要节约能源。如果考虑替代供热的中小型锅炉,则节能量更大。

与热电分产相比,热电联产具有以下优点:

- (1) 热负荷适应性强,运行效率高,供热煤耗低。
- (2) 更加节约能源。

(3) 煤种适应性更强。

(4) 环保效果好。

(5) 设备利用率高。

(6) 热电联产供热成本低,竞争力强,吸引投资。

(7) 运行及管理水平高。

(8) 供热质量高,运行稳定。

(9) 便于灰渣综合利用。

2.4.2 背压机的适用条件及局限性

我国目前最大容量的背压机组是高温高压50MW,超高压参数一般不适宜采用背压机组。仅从发电煤耗来看,背压机组有一定优势,因其排汽全部供给热用户,其发电量是热化发电量,机组没有冷源损失。

2.4.2.1 适合建设背压机的项目

(1) 稳定、可靠的基本热负荷,且负荷规模较大(适用于大型用热企业的自备电厂)。

(2) 区域热电厂,可根据常年稳定的基本热负荷规模适当选用背压机。

(3) 北方供暖时间较长的城市可以考虑建设背压机供暖热电厂。

(4) 利用高压排汽进行差压发电的工程和适宜建设前置背压机的项目。

最终选择的机型应该根据技术条件和经济效益综合比较后确定。

2.4.2.2 背压机的局限性

(1) 在热负荷变化剧烈时,背压机蒸汽流量的变化对机组效率的影响较大,在小流量时,效率下降得很低。

(2) 背压机供热负荷变化靠锅炉负荷调节来带动,调节效率降低,加大了机组煤耗;且供出热负荷具有滞后性,势必导致有时要对空排汽,有时供热又跟不上。

(3) 在用户最小热负荷情况下,如该负荷低于系统要求最小负荷,可造成机组停运,许多背压机不得不停运,就是因为负荷变小时不能运行。

(4) 汽水损失加大。

背压机的特点决定了它只能是一种在特定的热负荷条件下使用的供热机型,在机组选型时,既要看到背压机的优越性,又要看到它的局限性,要根据实际热负荷特点选择机型,不能盲目建设背压机。否则会造成背压机组运行状况很差而不得不停机的局面。

2.4.3 小型供热机组

小型热电联产机组一般指容量在25MW以下的供热机组。

在我国目前发展条件下,乡镇企业和中小型企业小型热电联产机组仍有存在的必然性及必要性。但应进行全面的技术经济比较,选取最优方案。建设热电联产项目应该根据地方经济发展现状、热负荷规模及特性、电力系统的状况、建设资金条件等因素因地制宜,不宜硬性规定规模及机组形式。

小型热电联产机组具有以下优势:

(1) 与集中供热锅炉房相比,小型热电联产项目设备效率高、供热煤耗低、煤种适应性强、供热成本低、环保效果好、设备利用率高、运行管理水平高,因此更有竞争力,更能吸收投资。

(2) 在电网末梢局部缺电,且存在热负荷的地区建设热电联产机组,不但可以解决供热问题,还可保障地方电力供应,提高电网运行安全可靠。

(3) 小型热电机组一般位于热、电负荷的中心区,对实

现大用户直供、减少网损、保障企业的供电安全等方面均有优势。

2.4.4 中型供热机组

中型热电联产机组一般指容量在 25~100MW 之间的供热机组。有专供生产热负荷或专供采暖热负荷的单级抽汽供热机组，也有同时可满足两种热负荷要求的双抽汽供热机组。这个容量范围内可以采用高温高压参数中型抽汽凝汽式机组，此类机组运行灵活，优点与缺点并存，如在热负荷变动的情况下，都能保证发出额定电负荷，这是优点，但是带来锅炉富余容量较大、单位千瓦造价高的缺点。

对于以采暖热负荷为主，或以工业热负荷为主，采暖热负荷为辅的各种类型的热负荷，如何选择供热机型，都应通过建厂条件的综合评估和装机方案优化来确定。不能用先入为主的框框来代替科学决策。

中型供热机组一般适用于中等城市兼顾工业和采暖的热电项目。

2.4.5 两用机组热电联产

两用供热机是指高参数、大容量纯凝汽式汽轮发电机组，在非采暖期采用凝汽发电，采暖期在汽轮机的中压缸与低压缸之间联通管处把蒸汽抽出来，在电厂内进行汽水交换后供热。由于两用机组是按凝汽机组设计的，一般没有额定抽汽量，只有最大抽汽量（留有满足低压缸最小冷却流量的状态下，其余的蒸汽量都可以抽出来供热）。

(1) 两用机组的特点。

1) 只保证凝汽发电功率，由于汽轮机最大进汽量在供热和凝汽状态时是相同的，因此，抽汽供热时减少发电量（供热时不保证发电量），一般在机组最大抽汽供热时，机组发电量减少 25% 左右。

2) 两用机组的抽汽供热是在联通处抽汽，抽汽量大，工艺改造上容易操作，改造后对汽轮机的安全运行影响不大。

3) 两用机组在采暖期抽汽供热，减少了冷源损失，机组热效率在 60% 左右。由于两用机组是按凝汽机组设计的，在非采暖期也有较高的效率。

4) 理论上所有的高参数大型凝汽机组都可以在联通处抽汽供热。

5) 为了满足采暖供热，新设计的两用机组在联通处的供热压力采用 0.3~0.4MPa。

(2) 两用机组选用原则。

1) 两用机组实际上是纯凝汽机组的打孔抽汽式机型，在采暖期抽汽供热，在非采暖期凝汽发电。两用机组纯凝汽发电煤耗和供热煤耗都较低，是应该鼓励建设的，两用机组机型一般应选择超高压 135MW 级（包括 125MW 超高压机组）及以上抽汽供热机组。

2) 超高压 135MW 及以上机组的建设一般适用于 30 万人口以上的大中城市。大型和特大型城市选用两用机组时，应考虑亚临界参数的 200、300MW 机组或超临界参数 600MW 机组。

3) 今后规划电源点的建设时，应优先考虑结合城市供热需要的热电厂。采用这种方式，既满足了城市供热的需要，改善了城市的环境，节约了燃煤量，还减少电力输配损失，大大提高了能源利用效率。热电厂的电力应尽可能采用直供。

4) 在城市附近 20km 范围内的凝汽发电厂的 200、300、600MW 机组，增建大容量的蓄热器，采用联通管抽汽向城

市供热，用电高峰时凝汽发电，峰谷时抽汽加热蓄热器。这种方式在不影响机组全年供电量的同时，增加了供热收益，降低了机组的供电煤耗，提高了能源利用效率，可以减少城市热电厂和热源厂的重复建设。

5) 两用机组与大型锅炉房供热相比较，两用机组的供热煤耗是 38kg/GJ，大型锅炉的供热煤耗是 53kg/GJ。两用机组的节能效益高于锅炉房。

大中城市的采暖供热最好采用热电联产和集中供热的大型锅炉相结合的方式。

2.5 热电联产的节能分析

2.5.1 供热节能

由于热电厂锅炉运行效率比分散供热锅炉，乃至集中供热锅炉的效率，因此而节能。

1GJ 供热所节约的标煤量 (B_{jr}) 为

$$B_{jr} = 10^6 (1/\eta'_{kl} - 1/\eta_{kl}) / (29\,308\eta_{kl}) \\ = (34.12/\eta_{kl})(1/\eta'_{kl} - 1/\eta_{kl}) \quad (11.1-1)$$

式中： η_{kl} 为管道效率； η'_{kl} 为分散供热锅炉运行时的平均效率，或集中供热锅炉运行时的平均锅炉效率； η_{kl} 为电厂锅炉运行时平均效率。

2.5.2 机组供热发电节约标煤量 (B_{jd})

机组供热的节能体现在减少了冷源损失和利用了给水泵的废热上

$$B_{jd} = (K_c q_k + a_{ck} \Delta t_b) / (29\,308\eta_{kl}\eta_{kl}) \quad (11.1-2)$$

式中： B_{jd} 为节约的标煤量，t； K_c 为凝汽减少系数； q_k 为凝汽器内的放热量，取 2177~2302kJ/kg（根据蒸汽湿度确定）； a_{ck} 为进汽多耗系数； Δt_b 为给水泵的焓升，kJ/kg； η_{kl} 为锅炉效率； η_{kl} 为管道效率。

从式 (11.1-2) 中知，凝汽减少系数 K_c 值对节煤量 B_{jd} 影响最大。当抽汽参数低时， K_c 值才最大，节煤量增多。

2.5.3 节能实例

(1) 大中型供热机组的供热能力与节能数据见表 11.1-4。

表 11.1-4 大中型供热机组的供热能力与节能数据

参数 名称	最大 抽汽量 (t/h)	发电 功率 (kW)	供热能力 [GJ/ (万 h ^{m2})]	热效 率 (%)	热电 比 (%)	供电 煤耗 (g/kWh)	供电节 标准 煤量 (万 t)
330MW 亚 临界机组(最 大抽汽)	580	251 686	1415/780	60.90	163.0	250.0	18.00
330MW 亚 临界机组(纯 凝汽)	0	331 262		40.90		305.0	
300MW 亚 临界机组(最 大抽汽)	525	221 466	1315/730	59.00	173.6	262.6	14.66
300MW 亚 临界机组(纯 凝汽)	0	300 001		39.60		315.0	
200MW 亚 临界机组(最 大抽汽)	400	179 660	807.5/448	58.00	135.0	259.0	9.07
200MW 亚 临界机组(纯 凝汽)	0	201 360		37.70		331.0	

续表

参数 名称	最大 抽汽量 (t/h)	发电 功率 (kW)	供热能力 [GJ/ (万 hm ²)]	热效 率 (%)	热电 比 (%)	供电 煤耗 (g/kWh)	供电节 标准 煤量 (万 t)
200MW 超 高压机组(最 大抽汽)	400	151 306	1121/623	60.00	222.5	269.0	9.15
200MW 超 高压机组(纯 凝汽)	0	200 409		36.70		340.0	
135MW 超 高压机组(最 大抽汽)	280	102 589	703/390	57.85	106.0	285.0	5.21
135MW 超 高压机组(纯 凝汽)	0	135 000		34.80		358.2	
100MW 高 压机组(最大 抽汽)	240	80 190	540/300	49.70	106.9	327.0	1.39
100MW 高 压机组(纯凝 汽)	0	110 286		31.60		395.5	
60MW 机 组(最大抽 汽)	200	60 323	466.5/260	55.00	155.0	331.0	1.24
60MW 机 组(纯凝汽)	0	50 974		29.2		427.8	

(2) 小型供热机组技术经济指标见表 11.1-5。

表 11.1-5 小型供热机组技术经济指标

序号	项 目	单 位	3×75t/h 循环流化床锅炉 +2×C12-4.9/1.27 型抽汽凝汽式汽轮机			
			采暖期		非采暖期	
			最大	平均	平均	最小
1	热负荷 1.27MPa	t/h	117.7	102.5	80.1	64.0
2	汽轮机进汽量	t/h	211.5	187.4	159.0	140.2
3	对外供汽量	t/h	117.7	102.5	80.1	64.0
4	减温减压供汽量	t/h	0	0	0	0
5	发电功率	MW	24.0	24.0	19.4	18.0
6	锅炉蒸发量	t/h	218.0	193.2	163.9	144.5
7	锅炉负荷率	%	三炉 运行 96.9	三炉 运行 85.9	三炉 运行 72.8	二炉 运行 96.3
8	年发电量	MWh	144 000.0			
9	年供热量	GJ	1 975 710.0			
10	综合厂用电率	%	15.5			
11	发电厂用电率	%	6.1			
12	供热厂用电率	kWh/GJ	6.9			
13	发电煤耗率	kg/kWh	0.396			
14	供热煤耗率	kg/GJ	42.0			
15	供电煤耗率	kg/kWh	0.421			
16	年耗标准煤量	t	140 003.82			
17	年节标准煤量	t	17 427.3			
18	总热效率	%	60.8			

从表 11.1-5 中可以看出,该企业以供工业热负荷为主,热负荷规模中等,但全年最大和最小热负荷相差近一倍,且日负荷波动也比较频繁,因此选择了调节性能优越的抽汽凝汽机组。非采暖期热负荷比较小时,运行方式作了适当调整,全年供热煤耗率可控制在 42kg/GJ,供电煤耗率控制在 421g/kWh,与先进的发电及供热指标相比,该企业年节约标准煤 1.74 万 t,全厂平均热效率达到了 60.8%。如果仅从供电煤耗看,该项目比大电站煤耗指标高,但与热电分产方式相比,每年仍节约标准煤 1.74 万 t。从这个案例可以得出,评价热电厂的经济指标,不能仅依靠供电煤耗这个单一指标,而应以综合技术经济指标来评价(热电分产是按照供热标准煤耗 55kg/GJ,供电标准煤耗 360g/kWh 计算的)。

3 热电联产有关规定

2000 年 8 月由原国家计委、原国家经贸委、建设部、国家环保总局联合颁布急计基础 [2000] 1268 号《关于发展热电联产的规定》。

3.1 热电联产规划

各地区在制定发展规划时,应坚持环境保护基本国策,认真贯彻执行“能源节约与能源开发并举,把能源节约放在首位”的方针,按照建设部、国家计委《关于加强城市供热规划管理工作的通知》的规定(建城 [1995] 126 号),认真编制和审查城市供热规划。依据本地区《城市供热规划》、《环境治理规划》和《电力规划》编制本地区的《热电联产规划》。

在进行热电联产项目规划时,应积极发展城市热水供应和集中制冷,扩大夏季制冷负荷,提高全年运行效率。

3.2 各类热电联产机组应符合的指标

3.2.1 供热式汽轮发电机组

供热式汽轮发电机组的蒸汽流既发电又供热的常规热电联产,应符合下列指标:

(1) 总热效率年平均大于 45%。

总热效率=(供热量+供电量×3600kJ/kWh)/(燃料总消耗量×燃料单位低位热值)×100%

(2) 热电联产的热电比。

1) 单机容量在 50MW 以下的热电机组,其热电比年平均应大于 100%。

2) 单机容量在 50~200MW 的热电机组,其热电比年平均应大于 50%。

3) 单机容量 200MW 及以上抽汽凝汽两用供热机组,采暖期热电比应大于 50%。

热电比=供热量/(供电量×3600kJ/kWh)×100%

3.2.2 燃气—蒸汽联合循环

燃气—蒸汽联合循环热电联产系统包括燃气轮机+供热余热锅炉、燃气轮机+余热锅炉+供热式汽轮机。燃气—蒸汽联合循环热电联产系统应符合下列指标:

(1) 总热效率年平均大于 55%。

(2) 各容量等级燃气—蒸汽联合循环热电联产的热电比年平均应大于 30%。

3.3 节约能源

热电联产有效节约能源,改善环境质量,各地区、各部门应给与大力支持。热电厂应根据热负荷的需要,确定最佳运行方案,并以满足热负荷的需要为主要目标。地区电力管

理部门在制定热电厂电力调度曲线时，必须充分考虑供热负荷曲线变化和节能因素，不得以电量指标限制热电厂对外供热，更不得迫使热电厂减压减温供热，否则将依据《中华人民共和国节约能源法》和《中华人民共和国反不正当竞争法》第二十三条追究有关部门和当事人的责任，并赔偿相应的经济损失。

3.4 积极支持发展燃气—蒸汽联合循环热电联产

(1) 燃气—蒸汽联合循环热电联产污染小、效率高及靠近热、电负荷中心。国家鼓励以天然气、煤层气等气体为燃料的燃气—蒸汽联合循环热电联产。

(2) 发展燃气—蒸汽联合循环热电联产应坚持适度规

模。根据当地热力市场和电力市场的实际情况，以供热为主要目的，尽力提高资源综合利用效率和季节适应性，可采用余热锅炉补燃措施，不宜片面扩大燃机容量和发电容量。

(3) 根据燃气—蒸汽联合循环热电厂具有大量稳定用气和为天然气管网提供调峰支持的特点，合理制定天然气价格。

(4) 以小型燃气发电机组和余热锅炉等设备组成的小型热电联产系统，适用于厂矿企业、写字楼、宾馆、商场、医院、银行、学校等较分散的公用建筑。它具有效率高、占地少、保护环境、减少供电线损和应急突发事件等综合功能，应逐步推广。

第2章 热电联产汽轮机的设计

热电联产汽轮机的基本形式有背压式汽轮机、抽汽式汽轮机、凝汽采暖两用式汽轮机、低真空供热的凝汽式汽轮机。因热用户性质不同，所以热电联产汽轮机设计条件差异较大。工业抽汽汽轮机宜按第一设计原则（即不论供热工况还是纯冷凝工况，都要求发足名牌额定功率）设计，采用热电自治牵连调节系统，不论在供热及冷凝工况下都能发足额定功率，为此锅炉容量及汽轮机供热抽汽口以前的通流能力明显大于同功率的凝汽式机组。采暖抽汽汽轮机宜按第二设计原则（即针对大型采暖抽汽机组，由于按纯冷凝工况运行的时间占全年的1/2~3/4，从发挥投资效益、节省运行费用两方面达到最佳的综合经济性出发，将纯冷凝工况作为它的设计工况或额定名牌工况，在该工况下达到设备利用率最高、热经济性最高或与同类凝汽式机组相比，有基本相同的热效率，在供热工况下的出力将低于额定功率，且抽汽量越大，所发功率就越小，尤其是当机组大型化之后，一般都采用再热循环及与此相应的一机对一炉的单元布置）设计，采用以热定电的非牵连调节系统，机组大型化后，特别对大型中间再热式机组用于工业抽汽的场合下，从综合经济性等因素考虑，应该按第二设计原则进行设计，但此时会派生出诸如低负荷高抽汽压力工况下低压缸进汽超温及不宜采用汽泵方案等新问题，应在设计中考虑并采取相应的对策。

1 热电联产汽轮机的参数与容量

由于提高初温 t_0 ，使汽轮机循环效率 η_c 、相对内效率 η_{ri} 、装置效率 η_d 均得以提高；而提高初压 p_0 ，在工程应用范围内，仍可提高循环效率 η_c ，但相对内效率 η_{ri} 却要降低，特别是容积流量小的汽轮机（即汽轮机容量小），相对内效

率 η_{ri} 下降越甚，当 η_{ri} 下降超过 η_c 的增加时，就使得 $\eta_d(\eta_d = \eta_c \eta_{ri})$ 下降，则提高初压的热经济效果会适得其反。若蒸汽容积流量足够大，使得提高 p_0 、降低 η_{ri} 的程度远低于 η_c 的增加，则仍能提高 η_d ，这时提高 p_0 对提高热经济效果是有效的，这也就是说，对大容量机组采用高蒸汽参数才是有利的。对于热电联供汽轮机，因供热蒸汽的存在，使得进入汽轮机的蒸汽容积流量大增，因此供热式汽轮机的蒸汽初参数，比相同功率的凝汽式机组的蒸汽初参数要高一些。同样道理，背压式供热机组采用高初参数的汽轮机的容量要比凝汽式机组的容量更小些。

热电联产汽轮机的机型、参数、容量系列主要是根据各种用户的不同要求，结合制造厂已有产品的设计、制造和运行实际情况，并考虑到市场需求前景而制定出来的指导性文件或标准，以达到既能满足市场需求，又能简化生产管理、降低产品成本、提高产品质量、增加产品竞争力的目的。我国原有的GB 4773—1984《供热式汽轮机参数系列》于1985年开始实施。该标准适用于功率为5~300MW，主蒸汽压力为1.27~16.7MPa的供热汽轮机。但不包括核能供热汽轮机和工业驱动兼供热用汽轮机，以及特殊需要的汽轮机。该标准包括如下几方面内容：背压式汽轮机的基本参数、抽汽背压式汽轮机的基本参数、单抽汽式汽轮机的基本参数、双抽汽式汽轮机的基本参数、主蒸汽参数允许的变化范围、背压或调节抽汽压力允许的变化范围。热电联供汽轮机的具体形式、参数和容量的选择与开发主要应从满足市场和用户的需求出发，并不受《供热汽轮机参数系列》的限制。表11.2-1、表11.2-2为我国部分实际运行供热汽轮机参数和容量。

表 11.2-1 我国部分实际运行供热汽轮机参数和容量一

汽轮机型号	C50-90/13	C50-90/1.2	CC50-90 /13/1.2	CC50-90 /10/1.2	CB25-90 /10/1.2	54-25-1	34-12-1	B50-90/2	B25-90 /1.75	B25-90/13	B12-90/39
制造厂	上海汽轮机有限公司	上海汽轮机有限公司	哈尔滨汽轮机有限公司	哈尔滨汽轮机有限公司	哈尔滨汽轮机有限公司	哈尔滨汽轮机有限公司	上海汽轮机有限公司	北京北重汽轮机有限公司	北京北重汽轮机有限公司	北京北重汽轮机有限公司	北京北重汽轮机有限公司
额定功率 (MW)	50	50	50	50	50	25	12	50	25	25	12
新汽压力 (MPa)	8.82	8.82	8.82	8.82	8.82	8.82	3.43	8.82	8.82	8.82	8.82
新汽温度 (℃)	535	535	535	535	535	500	435	535	535	535	535
回热级数	5	6	5	5	4		4	3	3	2	
给水温度 (℃)	217	229.4	218.5	215.9	217.4	203	169				
排汽压力 (MPa)	0.004	0.002 85	0.005 5	0.005 5	0.118	0.005	0.003	0.118~ 0.248	0.172	1.27~ 1.57	3.82~ 3.92

(6) 直接供汽的汽网回水率低, 甚至完全不能回收, 即回水率 $\varphi=0$, 目前我国最好的为 $\varphi=20\%$ 。使热电厂的外部工质损失大增, 导致水处理的投资, 运行费剧增, 回水率 φ 值对热电厂的经济性影响很大。更严重的是, 它会影响高压锅炉的运行可靠性。

2.1.2 水网的特点

(1) 供热距离远, 且热网的热损失小, 1km 仅降 1°C 左右, 一般比汽网的热损失小 $5\%\sim 10\%$; 水网的供热距离 (热网半径) 较大, 水温 150°C 以下一般为 $15\sim 20\text{km}$, 高温 150°C 以上可达 $30\sim 40\text{km}$ 。

(2) 水网是利用供热式汽轮机的调整抽汽, 在面式热网加热器中凝结放热, 将网水加热并作为载热介质通过水网对外供热, 该加热蒸汽被凝结成的水可以方便地在热电厂内全部回收。

(3) 水网设计供水温度为 130°C 时, 可用供热式汽轮机的低压抽汽作为加热蒸汽, 使热化做功加大, 能提高其热经济性。

(4) 可在热电厂内通过改变网水温度进行集中供热调节, 同时还易于实现供热机组的集中控制和经济调度。供热可靠, 热负荷变化大时仍能稳定运行, 水温变化缓和。

(5) 水网的密度大, 事故的敏感性强, 对水工况要求严格。

从以上分析可以看到, 由供热汽轮机供热时, 采用水作为载热介质是有一系列优点的。一般情况下, 小容量热网系统采用一级热网加热器, 中等和大容量热网系统采用二级热网加热器。如果两级加热器各占总温升的一半时, 二级加热比一级加热可增加 $3\%\sim 5\%$ 电功率。三级加热在理想情况 (各级加热器等温升分配) 下, 比二级加热又增加 $1\%\sim 2\%$ 电功率, 但投资要相应增加。为利用这些优越性来发展热化事业, 现在国外已经采用高温热水网 (供水温度超过 150°C) 来扩大水网的适用范围, 对需要用蒸汽的一部分热负荷, 在用户处采用膨胀扩容器或蒸汽发生器来产生蒸汽。在工艺加热领域, 热水网供热已成功地用于化工、纺织、塑料、食品等行业中。

热水供热系统主要采用两种形式: 封闭 (闭路) 式系统和开放 (断路) 式系统。在封闭式系统中, 热网的循环水仅用作载热介质, 供给热用户热量而不从热网中取出使用。在开放式系统中, 热网的循环水部分地或者全部地被热用户从热网中取出, 用于生产或热水供应。

2.1.3 闭式系统主要特点

(1) 由于在用户引入口自来水的加热是在表面式水—水加热器中实现的, 所以送往热水供应装置的自来水与网路水不进行直接接触。自来水和网路水隔绝, 保证了送往热水供应装置的热水质量稳定, 并在水质上与自来水相同。

(2) 网路补充水量少。在正常运行的情况下, 其补充水量只是补充从网路系统不严密处漏失的水量, 一般应为热水供热系统的循环水量的 1% 以下。

(3) 热水供应系统的卫生检测极为简单, 因为从建筑物引入口至配水龙头之间自来水所经过的路途很短, 用补充流量进行热网系统密闭性检测也很简单。

(4) 因安装水—水加热器, 热水供应用户引入口的设备和管路复杂。

(5) 在使用碳酸盐硬度很高的自来水时, 局部热水供应装置的水—水加热器和管道中有水垢沉积, 影响系统的使用寿命和热能利用效果。

(6) 因通入未经除氧的自来水而使热水供应装置发生局

部腐蚀。

2.1.4 开式系统主要特点

(1) 热水供应直接由热网中取水, 这样就能够在热水供应中大量利用电厂和许多工业企业中所存在的温度为 $15\sim 30^{\circ}\text{C}$ 的低温水 (如电厂汽轮机凝汽器的冷却水); 利用低温水可以节约燃料, 降低热水供应成本。

(2) 不必在引入口采用水—水加热器, 所以用户引入口的设备和热水供应的用户装置都很简单。

(3) 补水在输往热网之前要经过预处理——化学净化及除氧, 因此热水供应装置不遭受腐蚀, 没有泥渣化问题, 从而可以提高热水供应装置的使用寿命。

(4) 热源厂的水处理复杂、价格高。

(5) 供热系统的卫生检测复杂、范围大。

(6) 因为回水管中水的流量变化大, 热网水力工况很不稳定, 故运行复杂; 由于在开式系统中补水的流量不能说明系统的坚固性, 所以供热系统的密闭性监测复杂。

根据供热系统所采用的管线数目, 热水系统分为单管、双管、三管和多管系统。开式系统的管线数目最少等于 1, 闭式系统的管线数目最少等于 2。单管供热系统是长距离送热最简单和最有发展前途的系统。当满足某城市或某地区各用户采暖通风负荷所需要的网路水流量同热水供应所需要的网路水流量保证相等时, 可以采用这种系统。

我国热电联产热水供热系统大部分都采用双管热水系统。这种系统的热网由两条管线, 即由供水管线和回水管线组成。热水靠设在热源的热网水泵强制循环, 热水沿送水管送到热用户, 冷却之后的回水沿着回水管返回热源。与多管系统相比, 这种系统需要的初投资少, 运行费用比较低。

在工业区, 生产热负荷的能级较高, 其热水供热系统可以采用三管系统。即两条管用作供水管, 第三条管充当回水管。每条供水管连接同种能级和同种工况的热负荷。工业区一般在一条供水管上连接采暖和通风装置 (季节性负荷), 另外一条供水管上连接工艺装置和热水供应装置。在这种方案下, 热电厂的供热调节方法能够有所简化。

在闭式系统中因载热介质在用户装置放热之后必须返回热源厂, 所以并联管线的数目不得少于两条。图 11.2-2 所示是闭式双管热水供热系统示意图。热水沿着热网供水管输送到各个热用户, 在热用户系统的用热设备内放出热量后, 冷却水则沿着热网回水管返回热源厂。闭式双管热水供热系统是我国目前应用最广泛的热水供应系统。根据热用户装置的特点和热负荷特性, 热用户与热网有多种连接方式, 如图 11.2-2 所示。

开式热水供热系统是指用热用户的热水供应用水直接取自热水网路的热热水供热系统。供暖和通风热用户系统与热水网路的连接方式, 与闭式热水供热系统完全相同。开式热水供热系统的热水供应热用户与网路的连接方式如图 11.2-3 所示。

蒸汽供热系统示意图如图 11.2-4 所示。蒸汽在用热设备内放热凝结后, 凝结水流出用热设备, 凝结水水温较高, 同时又是高品质的锅炉补水, 应尽可能回收。凝结水经疏水器、凝结水管道返回热源的管路系统及其设备组成的整个系统, 称为凝结水回收系统。正确的设计凝结水回收系统, 运行中提高凝结水回收率, 保证凝结水的质量, 是蒸汽供热系统设计与运行的关键性技术问题。选择凝结水回收系统时, 必须全面考虑热源、外网和室内用户系统的情况。各用户的回水方式应相互适应, 不得各自为政, 干扰整个系统的凝结水回收, 同时要尽可能地利用凝结水的热量。凝结水回收系

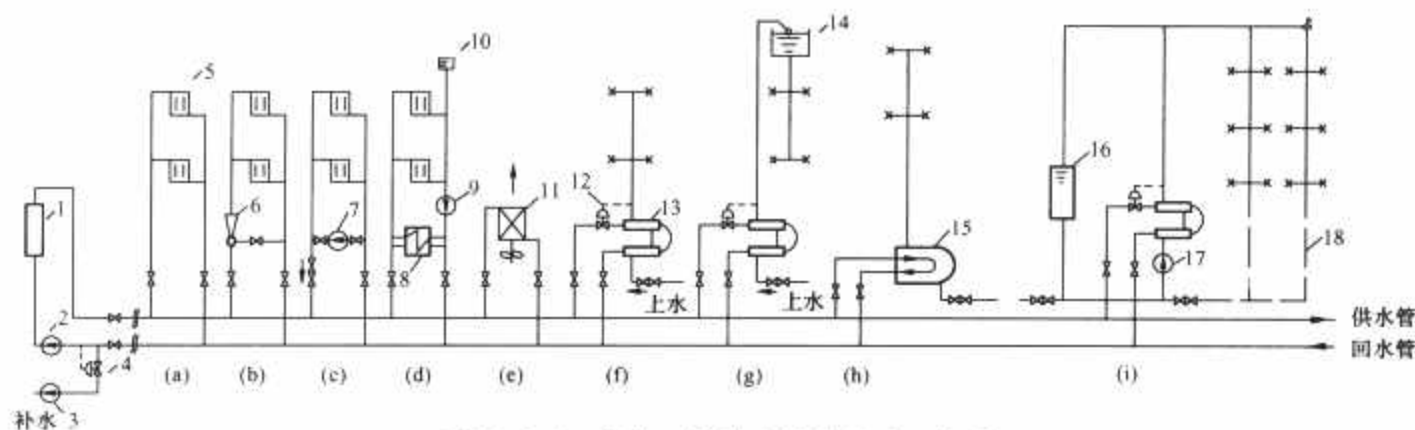


图 11.2-2 闭式双管热水供热系统示意图

(a) 无混合装置的直接连接方式；(b) 装水喷射器的直接连接方式；(c) 装混合水泵的直接连接方式；(d) 间接连接方式；(e) 通风系统热用户与热水网路的连接方式；(f) 无储水箱的连接方式；(g) 装设上部储水箱的连接方式；(h) 装置容积式换热器的连接方式；(i) 装设下部储水箱的连接方式

1—热源的加热装置；2—网路循环水泵；3—补给水泵；4—补给水压力调节器；5—散热器；6—水喷射器；7—混合水泵；8—表面式水—水换热器；9—供暖热用户系统的循环水泵；10—膨胀水箱；11—空气加热器；12—温度调节器；13—水—水换热器；14—储水箱；15—容积式换热器；16—下部储水箱；17—热水供应系统循环水泵；18—热水供应系统的循环水路

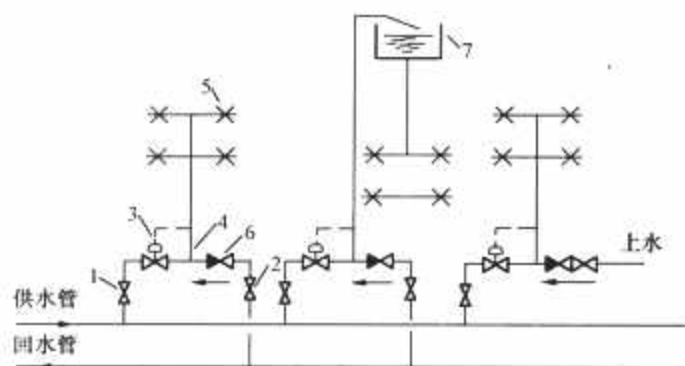


图 11.2-3 开式热水供热系统的连接方式

1、2—进水阀门；3—温度调节器；4—混合三通；5—取水栓；6—止回阀；7—上部储水箱

统按照其是否与大气相通，可以分为开式凝结水回收系统和闭式凝结水回收系统。按照凝结水的流动方式不同，可以分为单相流和两相流两大类；单相流又分为满管流和非满管流两种流动方式。

2.2 回热系统

2.2.1 供热汽轮机回热系统的特点

回热是利用已在汽轮机做过功的蒸汽，在给水回热加热器放热，加热给水，以减少蒸汽热力循环吸热过程中液态区

低温工质的吸热，因提高循环的平均吸热温度，使循环热效率提高。由于加热蒸汽在汽轮机中做过功后在加热器中所释放的热量又通过给水再返回锅炉，因而称为回热。采用回热加热可以使汽轮机装置效率提高 10%~12%，因此在目前所有电厂的汽轮机装置中均采用了给水回热加热系统。影响给水回热循环热经济性的三个参数是加热器的焓升分配 τ 、相应最佳给水温度 t_{fw} 和回热级数 z ，三者互有影响、密不可分。加热器的焓升分配的目的在于回热级数一定的情况下，求得各抽汽压力，进而确定回热加热器抽汽口，最佳焓升分配是为确定各级最佳抽汽压力以达到效率最大值。最佳给水温度是最佳焓升分配的必然结果，随回热级数的增加而提高。

由于供热汽轮机的供热蒸汽压力是按热用户的要求而定的，其回热系统特点是供热抽汽口也作为一个回热抽汽口，并以供热抽汽压力为界线将回热加热分段，在各段之间仍可用焓升最佳分配的方法来求各加热器的焓升。对于抽汽供热式汽轮机，由于调整抽汽量越大，低压缸流量越小，在回热系统中抽汽压力较低的加热器的抽汽量和通过的凝结水量都会减小，因此对长期向工业流程供汽的机组可适当减少加热器的级数。但对于大功率供暖抽汽汽轮机，由于要保证非供暖期间有较高的发电效率，常采用与凝汽式发电机组同样的

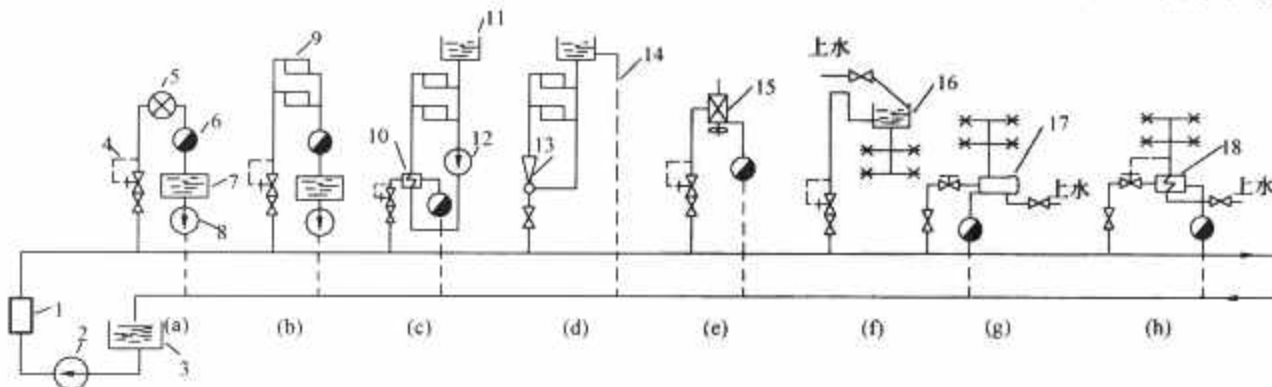


图 11.2-4 蒸汽供热系统示意图

(a) 生产工艺热用户与蒸汽网连接图；(b) 蒸汽供暖用户系统与蒸汽网直接连接图；(c) 采用蒸汽—水换热器的连接图；(d) 采用蒸汽喷射器的连接图；(e) 通风系统与蒸汽网路的连接图；(f) 蒸汽直接加热的热水供应图；(g) 采用容积式加热器的热水供应图；(h) 无储水箱的热水供应图

1—蒸汽锅炉；2—锅炉给水泵；3—凝结水箱；4—减压阀；5—生产用热设备；6—疏水器；7—用户凝结水箱；8—用户凝结水泵；9—散热器；10—供暖系统用的蒸汽—水换热器；11—膨胀水箱；12—循环水泵；13—蒸汽喷射器；14—溢流管；15—空气加热装置；16—上部储水箱；17—容积式换热器；18—热水供应系统的蒸汽—水换热器

回热系统,以致当在额定抽汽工况运行时,压力最低的几级加热器的抽汽量甚至会减少为零,则这些加热器必须从系统中切除而停用,只有机组在凝汽工况或抽汽量较小,而电负荷较高的工况下运行时,低压加热器才能充分发挥作用。对于化工、造纸、纺织、皮革等工业用汽的供热,由于工业用抽汽不能回收,需要大量的补给水,为满足锅炉对给水品质的要求,要增补给水的化学水处理和低压除氧等设备。对于小功率机组可设低压除氧器,对于大功率机组可在凝汽器热井中设置除氧设备,以满足高压除氧器对凝结水含氧量的要求。

2.2.2 回热系统的计算

2.2.2.1 计算目的

(1) 确定不同工况时机组的热经济性指标和各部分汽水流量及参数。

(2) 根据最大工况时的各项汽水流量及参数,选择有关的辅助设备及汽管道。

(3) 确定不同工况下汽轮机的功率或汽耗量。

(4) 新机组本体热力系统定型设计。

汽轮发电机组热经济性指标对于汽轮机或电厂的设计、运行都非常重要。设计工况的指标是所有工况中最具代表性的,因此设计工况下回热原则性热力系统计算最为普遍。当汽轮机制造厂设计新型机组,设计和运行部门对厂家给出的回热系统进行局部修改时,以及运行电厂汽轮机大修前后等,都通过此项计算来确定机组的热经济性指标。

在最大和设计工况下进行机组原则性热力系统计算所得的各部分汽水流量和参数,是选择机组有关辅助热力设备和汽管道的重要依据。

热电厂为确定其全年运行的热经济性(如全年燃料节约量、全年平均发电、供热煤耗等),将选择全年中几个有代表性的工况来进行计算,如冬季和夏季平均工况等。为选择热电厂锅炉的台数和容量,还需要计算最大热、电负荷,及其他某些工况(如夏季最小热负荷)所对应的汽轮机汽耗量。这些机组原则性热力系统计算,是在给定负荷下进行的,一般称为“定功率”计算。

有时需在汽轮机进汽量给定的情况下,进行机组原则性热力系统计算,以确定汽轮发电机的功率(此时称“定流量”计算)。如汽轮机在允许进汽量下,新汽压力超压5%,或高压加热器切除需限制汽轮机10%~15%负荷时,求汽轮发电机能够发出的功率;背压式汽轮机或凝汽—采暖两用机,在不同热负荷下所能发出的功率等。一般汽轮机制造厂多用定流量计算。

无论是定功率或定流量计算,都应满足能量消耗或能量供应相等原则。若计算正确,两种计算的热经济性指标值就应该相同。

2.2.2.2 计算内容

机组的回热系统计算,一般是在汽轮机类型、容量、参数(初、终参数,回热、再热参数,供热抽汽参数等)、机组相对内效率以及回热系统具体组成已知条件下进行的。对于上述任何计算目的,回热(机组)原则性热力系统计算的主要内容有:

(1) 通过加热器热平衡式来求各抽汽量($\sum D_i$ 或 $\sum \alpha_i$)。

(2) 通过物质平衡式求凝汽量(D_c 或 α_c)。

(3) 通过汽轮机功率方程式求 p_e (定流量计算时)或 D_0 (定功率计算时)。

为此,热平衡式、物质平衡式和汽轮机的功率方程式,就成为回热(机组)原则性热力系统计算的三个基本公式。

2.2.2.3 计算方法和步骤

回热系统(机组原则性热力系统)计算方法,有传统的常规算法、简捷计算方法,以及等效焓降法和循环函数法等。

热电联产汽轮机回热系统计算方法可参见凝汽式汽轮机的有关计算。

2.2.2.4 供热机组的热经济性总指标

(1) 燃料利用系数 η_p 。即

$$\eta_p = \frac{3600P_e + Q}{B_{tp}q_{li}} \quad (11.2-1)$$

式中: P_e 为总发电量; Q 为供热量; B_{tp} 为煤耗量; q_{li} 为燃料单位低位热值。

η_p 为输出电、热两种产品的总能量与输入能量之比,它将高品位的电能按热量单位折算后与对外供热量相加,不能表明热、电两种能量产品在品位上的差别,只能表明燃料能量在数量上的有效利用程度,故称为热电厂的燃料利用系数,也称总热效率。

(2) 供热机组的热化发电率 ω 。即

$$\omega = \frac{W_h}{Q_h} \quad (11.2-2)$$

式中: W_h 为热电联产的热化发电量,kWh; Q_h 为热电联产的热化供热量,GJ。

热化发电率的含义是表明供热机组1GJ供热量的发电量,单位为kWh/GJ。

1) 热化发电率是质量指标。它是供热循环中供热发电量与供热量之比,它直接表明1GJ供热量时发电量的多少,它与抽汽量无关。当 ω 增大时,供热循环的电能 W_h 增大。当机组功率一定时,凝汽流功率减少,使供热机组热经济性提高。

2) 影响 ω 的因素有供热机组的初参数,抽汽参数、回热参数、回水温度、回水率、补充水温度、设备的技术完善程度以及回水所流经的加热器的级数等。

3) ω 的应用。只能用来比较供热参数相同的供热式机组的热经济性,供热参数不同的热电厂不能比较它们的热经济性,也不能用以比较热电厂和凝汽式电厂的热经济性。

此外,当已知 ω 时,可用 $W_h = \omega Q_h$ 计算供热发电量。

(3) 节煤量。热电联产与相同电、热负荷的热电分产相比,热电联产较分产节省燃料,即节约能源,被比较的分产发电凝汽机组称为替代机组。分产中的热负荷由工业锅炉或热水锅炉供应。

热电联产总标准煤耗 B_{tp} ,为用于发电、供热的标准煤耗之和,即

$$B_{tp} = B_{tp(e)} + B_{tp(h)} \quad (11.2-3)$$

热电分产总标准煤耗 B_f 为分产发电标准煤耗 B_{cp} 与分产供热煤耗 B_h 之和,即

$$B_f = B_{cp} + B_h \quad (11.2-4)$$

则热电联产的节煤量为

$$\begin{aligned} \Delta B &= B_f - B_{tp} = B_{cp} + B_h - B_{tp(e)} - B_{tp(h)} \\ &= [B_{cp} - B_{tp(e)}] + [B_h - B_{tp(h)}] \end{aligned} \quad (11.2-5)$$

从热电联产节煤量的计算式可以看出,第一项是发电的节煤量,第二项是供热的节煤量。

2.2.2.5 供热机组的分项热经济指标

由于供热机组的煤耗量 B_{tp} (或热耗量 Q_{tp})是既发电又供热的总的煤耗量,在经济性评价时,需将 B_{tp} (或 Q_{tp})分为发电和供热两项,称之为分项热经济指标。热电厂总热耗 Q_{tp} 与锅炉热负荷 Q_b 、机组热耗 Q_0 有如下关系

$$Q_{tp} = B_{tp}q_l = \frac{Q_h}{\eta_h} = \frac{Q_0}{\eta_h\eta_p} \quad (11.2-6)$$

而且

$$Q_{tp} = Q_{tp(h)} + Q_{tp(e)} \quad (11.2-7)$$

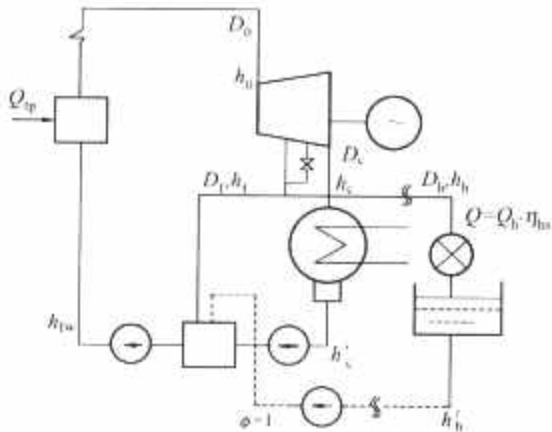
$$B_{tp} = \frac{Q_{tp}}{q_l} = \frac{Q_{tp(h)} + Q_{tp(e)}}{q_l} = B_{tp(h)} + B_{tp(e)} \quad (11.2-8)$$

式中： $Q_{tp(h)}$ 、 $Q_{tp(e)}$ 为热电厂供热、发电的热耗量； $B_{tp(h)}$ 、 $B_{tp(e)}$ 为热电厂供热、发电的煤耗量。

因此，将 Q_{tp} 分配为 $Q_{tp(e)}$ 、 $Q_{tp(h)}$ 的实质，是将热电厂总煤耗 B_{tp} 在发电、供热两产品间分配为 $B_{tp(e)}$ 、 $B_{tp(h)}$ 。通常首先确定分配到供热方面的热耗量 $Q_{tp(h)}$ ，再从 Q_{tp} 中减去 $Q_{tp(h)}$ ，即得到发电方面的热耗量 $Q_{tp(e)}$ ，以此求出相应的 $B_{tp(h)}$ 、 $B_{tp(e)}$ 。

对供热机组 Q_{tp} 分配方法的要求是：既要反映电、热两种产品的品位不同，又要能反映热电联产过程的技术完善程度，且计算简便，并能为国家节约能源，促进热化事业的发展。国内外学者对 Q_{tp} 的分配进行了许多研究，提出了各种不同分配方法，各有其合理性和局限性。将这些分配方法可以归纳为三类典型的热电厂总热耗量分配方法，一种是热电联产效益归电法(热量法)；另一种是该效益归热法(实际焓降法)，两者是 Q_{tp} 分配的两个不同极端方法；再一种是将该效益折中分摊在发电、供热两方面，这类的方法有许多种，如净效益法、做功能力法等。热量法是我国的法定分配方法。

将供热机组的总煤耗量 B_{tp} 分为供热的煤耗量 $B_{tp(h)}$ 和发电的煤耗量 $B_{tp(e)}$ 的分配方法有多种，其主要不同点是取 $B_{tp(h)}$ 占总煤耗量的比例不同，并满足 $B_{tp} = B_{tp(h)} + B_{tp(e)}$ ，即 $B_{tp(e)} = B_{tp} - B_{tp(h)}$ 。以图 11.2-5 所示的供热机组说明三种典型分配方法。



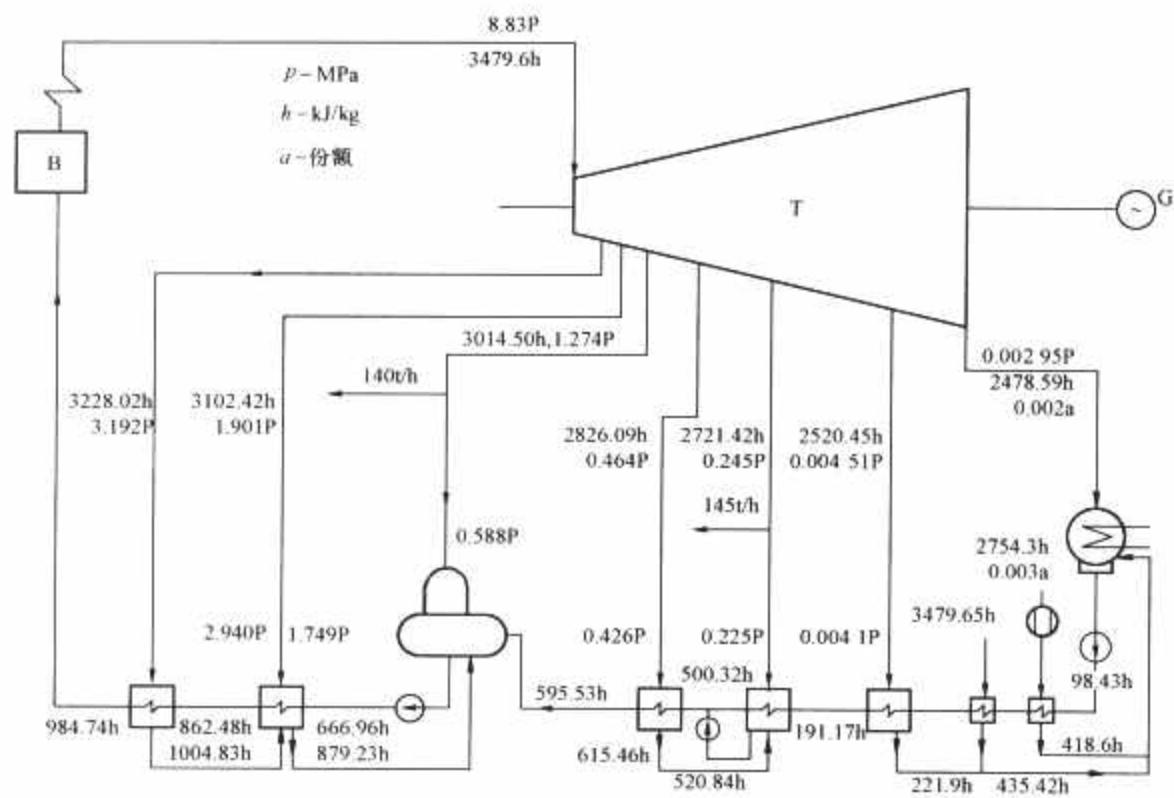


图 11.2-6 CC50-90/13/1.2 机组热力系统及数据

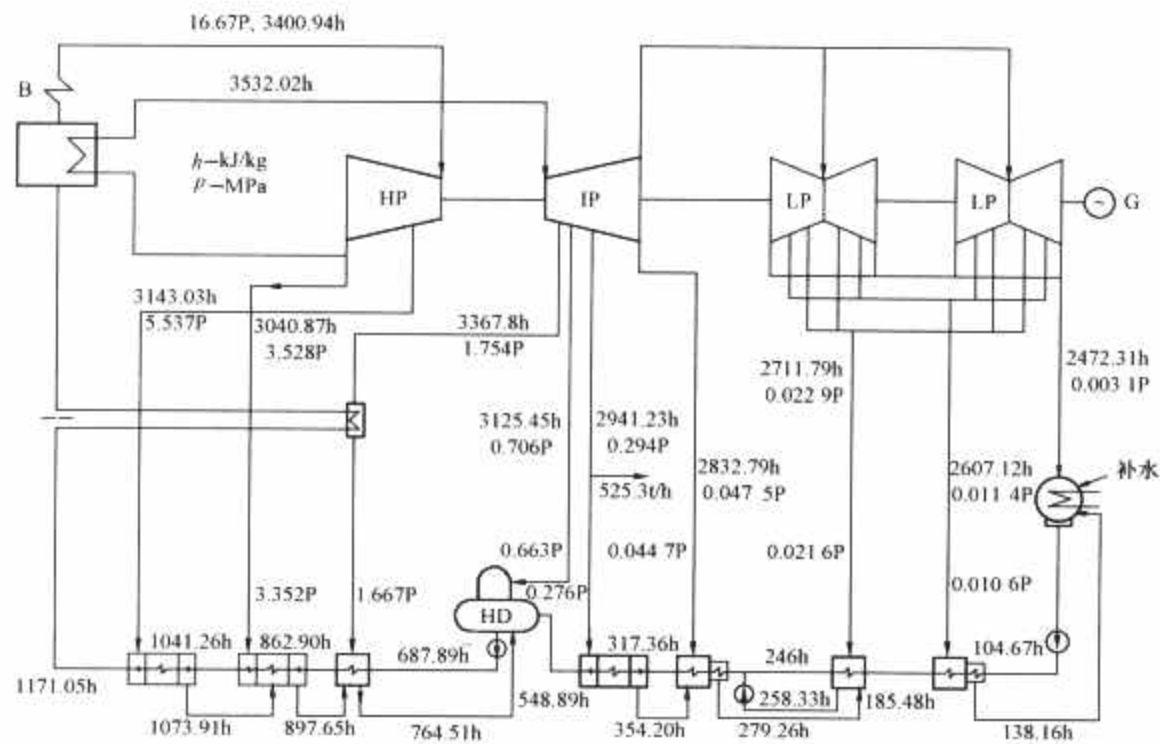


图 11.2-7 300MW 两用供热机组热力系统及数据

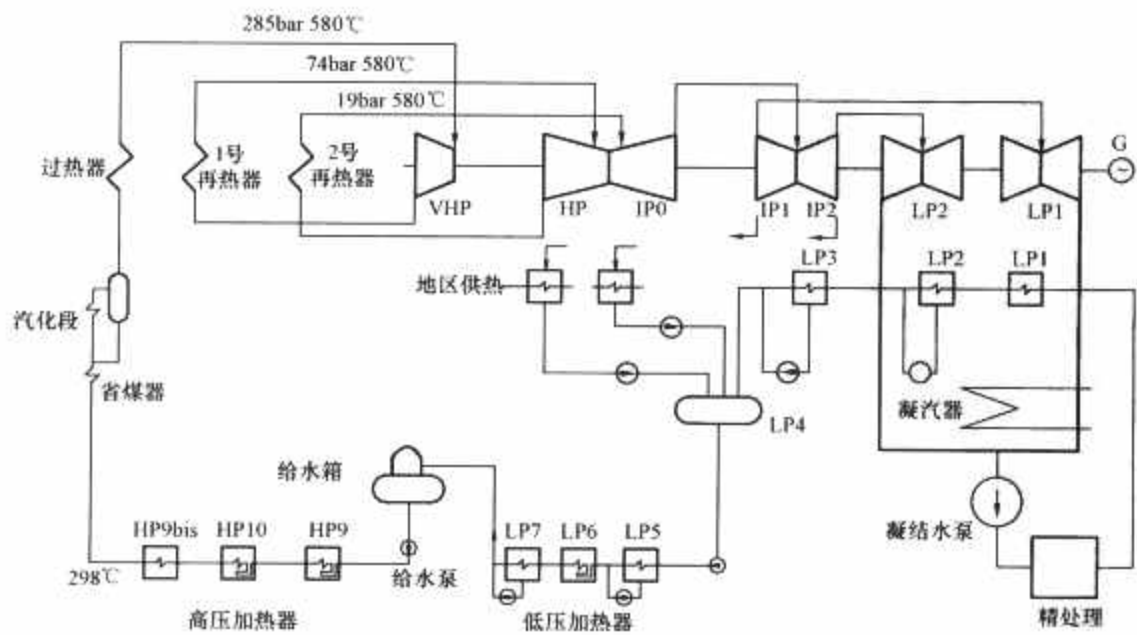


图 11.2-8 412MW 超临界供热式汽轮机热力系统

功率相应下降,当抽汽量为最大时,机组电功率为最小值,约为纯凝汽工况时的 70%~85%。

对于工业抽汽量较大且稳定的供热抽汽式机组,应采用第一设计原则进行设计。由于工厂的工艺流程中需要的抽汽量一般是常年稳定而没有季节性之分的,因此可将它设计为在额定抽汽量时能发出额定电功率,当抽汽量达到最大(大于额定抽汽量)时,电功率将下降并小于额定功率,当抽汽量比额定抽汽量小时,新汽量也相应减少,电功率也随新汽量的减少而减小,低压缸的通流部分是以发出额定电功率时,在额定抽汽压力下低压调节阀全开的工况作为其设计工况。因此,其低压缸的通流能力比同容量凝汽式机组的小,从而不仅可降低机组的造价,还可满足低压缸长期在小流量下运行的经济性。高压缸的通流部分则按额定电负荷加额定热负荷时的进汽量设计。

对于供热抽汽量较大,而且在任何热负荷下均要发出额定电功率的供热抽汽式机组,可将它设计为在额定抽汽量时能发出额定电功率,并在纯凝汽工况时也能发额定电功率。为减少长期在抽汽工况运行时低压调节阀的节流损失,一般将纯凝汽发额定电功率工况时低压缸流量的 80% 作为低压缸通流部分的设计流量,这样在抽汽量减少到某一值以下时,其抽汽压力就会自发升高而不能保持恒定。这种机组在某一热负荷时的电功率可达最大值,一般将此最大功率限制为 1.2 倍额定功率。

对于带有回热系统的双调整抽汽式汽轮机的热力设计,当机组的电功率和两级抽汽量都达额定值时,其总进汽量可以作为高压缸的设计流量。特别是在确定调节级的进汽度和绝热焓降时,最大进汽量一般取为设计流量的 1.2 倍左右。当机组的电功率为额定值,而工业抽汽量为零并供暖蒸汽量为最大值时,则进入中压缸的流量为中压缸的最大流量,中压第一级前的压力自然上升到工业抽汽压力的最大值。而中压缸的设计流量一般取此最大值的 70%~90%,此时中压缸前的压力应等于工业抽汽压力的设计值。当汽轮机只带给水加热抽汽而工业抽汽和供暖抽汽均为零的条件下发出额定功率时,此工况低压缸的进汽量为低压缸的最大进汽量,对应的压力为供暖抽汽压力的最大值。低压缸的设计流量一般取为最大值的 65%~80%,在设计流量下,低压缸前的压力应等于供暖抽汽压力的设计值。

2.3.1.2 配汽设计

供热抽汽式汽轮机具有高、低压两个或高、中、低三个配汽机构。其中,高压部分均采用喷嘴配汽,以适应工况变化范围大的要求,中小容量(100MW 以下)机组的调节级多为双列,以保持其在最大流量下仍有足够大的通流能力,且在广泛的工况变化范围内有着平坦的效率曲线;大容量供热机组采用单列调节级,使机组有较高的效率。中压和低压配汽机构是用来调节和控制供热抽汽(工业用汽或供暖用汽)的压力和流量的,可采用喷嘴配汽或节流配汽。工业抽汽时,大都采用喷嘴配汽;供暖抽汽时,则以节流配汽居多。中低压部分的调节级结构形式除应考虑经济因素外,还要保证最大流量的通过。

2.3.1.3 旋转隔板

在抽汽供热机组中,可采用轴向进汽的旋转隔板控制进入中压级或低压级的蒸汽流量,调节抽汽室的压力。与调节汽阀用于喷嘴调节配汽机构的作用一样,这种结构的特点是可以缩短机组轴向长度,结构紧凑。图 11.2-9 为 Skoda 130MW 抽汽式供热汽轮机旋转隔板示意图, A 为转动环, B 为固定隔板,随着转动环在周向位置的变化,直接影响其

进汽量。图 11.2-9 中中环 A 标出的实线位置对整体隔板而言相当于普通静叶,而环 A 标出的虚线位置即为进汽面积最小状况,此时流向低压部分的流量达到最小值。

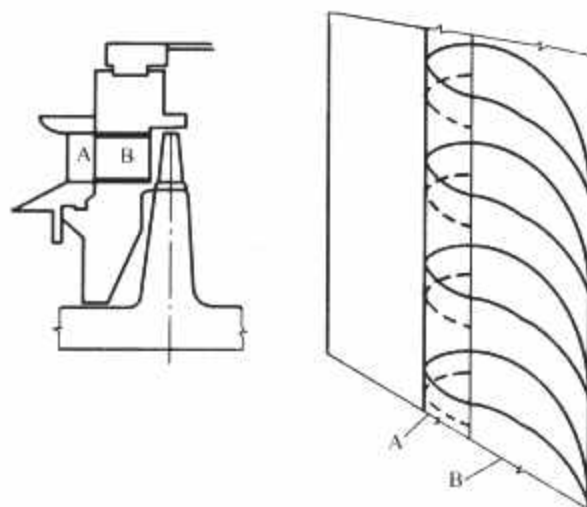


图 11.2-9 Skoda 130MW 抽汽供热
汽轮机旋转隔板示意图
A—转动环; B—固定隔板

2.3.1.4 供热抽汽上游动叶强度

随着供热抽汽量的增大,会使抽汽口上游级组的焓降增大,动叶的应力增加,同时由于抽汽位置布置沿周向的不对称性,受汽流的脉动和扰动的影响,也使动叶的动应力增大,因此对抽汽口上游的动叶强度要提高安全裕度,并认真复核。

2.3.1.5 排汽面积与鼓风损失

供热抽汽式汽轮机在供热抽汽量达最大时,低压缸的进汽量减到最小,部分叶片将进入鼓风状态。为防止低压缸部件和叶片产生过热现象,低压通流部分必须保证有一定的冷却蒸汽流量通过。低压缸的最小冷却量与排汽面积有关,末级叶片愈长,摩擦鼓风损失愈大。冷却流量常为设计工况流量的 10% 左右。

鼓风工况下,末级是做负功,使得汽流焓值升高。一般在额定工况下通过低压通流部分最后两级的蒸汽是湿蒸汽,随着排汽焓升高,排汽会成为干蒸汽,温度再升高时压力也升高,蒸汽容积流量随之减小,进一步引起低压部分末几级蒸汽温度很快上升,从而使低压缸部件和叶片的温度急剧上升,甚至使之过热。同时鼓风工况还会导致叶片振动甚至损坏。这些都将影响安全运行。

为了保证在中低压调节阀(蝶阀或旋转隔板)处于全关的位置上仍能通过冷却低压缸所需的冷却流量,可在阀门上开有小孔,或在蝶阀或旋转隔板处于全关位置时留有一定缝隙,以保证最大供热工况而阀门、蝶阀或旋转隔板全关时,低压缸仍然会有最小冷却流量通过。

2.3.2 供热式汽轮机通流部分的实例

2.3.2.1 可控涡叶片的应用

上海汽轮机有限公司在 100~300MW 级抽汽供热汽轮机的开发上,通流部分叶片采用美国西屋公司 20 世纪 90 年代先进的可控涡反动式叶型,效率高,安全可靠。可控涡叶片的主要设计特点是通过静叶片的扭转系列叶片或动静叶片同时扭转,使得沿着动叶片高度的压力分布为常数,并把级的压力反动度控制在 40% 左右。这样,在保留了传统反动式叶片的优点的基础上,减少了动叶嘴部的漏汽损失,进一步提高级效率。该系列叶片自 20 世纪 80 年代由西屋公司和三菱公司合作开发以来,先后进行了平面叶栅试验、透平试验及机组的现场功率试验,结果表明级效率的提高达到了

0.8个百分点的预期效果。在国内,该系列叶片已用于大连电厂、利港电厂的350MW汽轮机中,机组的保证热耗分别为7834kJ/kWh和7905kJ/kWh。

2.3.2.2 GEC ALSTHOM公司的412MW超临界供热式汽轮机通流部分特点

进汽阀有主汽阀、一次再热进汽阀和二次再热进汽阀共3对6个联合汽阀,通过主蒸汽管和再热蒸汽管分别与特高压缸和高中压合缸相连。特高压主汽阀承受高温和超临界压力而阀体又较小,难以用很多粗大的螺栓与阀盖相连接,因此在结构上采用高压釜盖的自紧方式,阀杆有可靠的引导。

特高压缸有1个调节级和12个压力级。整锻转子的轮缘直径为600mm,轴承中心距4550mm。转子直径小,有利于增加叶片通流高度,减少漏汽损失,瞬态热应力较小。内外缸的材料不同,壁厚均为120mm。全周进汽,喷嘴室为上下两个半圆形。内缸高温进汽部位的螺栓均采用Nimonic80A材料。由于内缸材料9%~12%Cr对Nimonic80A的相对膨胀较少,因此在内缸与螺栓之间增加一个较厚的奥氏体钢垫圈,对膨胀系数加以补偿。调节级动叶片具有少量负反动度,因此一部分级后降温的汽流能绕流至调节级的进汽侧,冷却蒸汽室、调节级叶轮和轴汽封,并引出至高中压合缸,冷却高压和中压的高温进汽部位。

高中压合缸。高压和中压通流为反向单流程。高压部分有8个压力级,中压部分有6个压力级。整锻转子的轮缘直径为640mm,轴承中心距5550mm。小直径转子也同样具有热应力小和漏汽少的优点。内、外缸的材料不同,壁厚分别为120mm和80mm。高压和中压再热蒸汽入口是全缸的高温区,均有热屏蔽保护内缸,同时还从特高压缸引入降温后的蒸汽以冷却中段汽封和高压及中压的第一级叶轮。

采用不对称的双流中压缸和两个相对应的双流低压缸,这样的布置是为了取得最佳的供热效果。这是从中压缸排汽口抽汽,在连通管设蝶阀调节,实现两级加热供热的方案。其效果如下:

(1) 关闭蝶阀时,低压缸只进少量冷却流量,可得到最大的供热量450MJ/s。

(2) 两级再热与一级再热相比,在同样供热量下,可得到较多的电功率。

(3) 随着外界温度的变化,两级再热更利于供热调节。

(4) 在纯凝汽工况下运行时,两个低压缸的背压是相等的。

2.4 调节系统

对于供热式汽轮机,设计其调节系统时,除了要像一般凝汽式汽轮机一样,当外界电负荷变动时,能自动调节满足电负荷的要求外,还要有供汽的压力调节系统。当外界热负荷改变引起抽汽压力改变时,也要能自动调节,满足外界热负荷要求,并能维持供汽压力在许可范围内。为达到此目的,供热式汽轮机的调节系统有两种设计原则。

(1) 按“热电自治”原则设计牵连调节系统。当热负荷增大时,调压器发出信号,关小第二调节阀,通过牵连关系,按比例开大第一调节阀,增加机组进汽量,最终达到改变供热抽汽量时保持电功率不变。同样在电功率变化时也能保持热负荷不变。

(2) 按“以热定电”原则设计非牵连型调节系统。大型采暖机组多为高参数一次再热型单元机组,机、炉按100%等容量匹配,在额定进汽量、额定供热抽汽量工况下,机组只能发约2/3额定功率。如按牵连调节设计,则一来可牵连

范围不大,二来因单元机组及中间再热两大因素,调节动态品质变差,故只适宜按“以热定电”原则设计非牵连型调节系统。

另外供热式汽轮机在设计调节系统时,还应考虑汽轮机超速、通流部分的安全保护、热网加热器满水保护等功能。

当采用牵连调节的供热抽汽机组甩负荷后,调压系统对调速系统会产生一个反调作用,使其稳态转速比同容量凝汽式机组要高,相应地动态飞升转速也较凝汽式机组要高。转速的附加飞升量是用以补偿调压系统的反调,使高压调节阀关小。同时将失去对热网的供热能力,有可能使蒸汽容积很大的供热管道中的余汽和热网中其他机组的供汽,以及冷却低压缸的冷却蒸汽进入汽轮机,从而引起超速。尤其是采用蝶阀作为调节阀的大型供暖抽汽机组,由于抽汽量大而压力低,蝶阀尺寸大,其关闭时间较长,则在关闭过程中也会有一部分抽汽进入低压缸而引起超速。因此,在汽轮机设计和热网设计时应由汽轮机制造厂和电厂设计单位密切配合进行详细核算并采取措施予以解决,以保证机组的安全运行。一般可从改进调节系统的控制逻辑和调节阀的操作机构,以加快阀门的关闭时间;在抽汽管道上串联设置可控式抽汽逆止阀和快关阀;以及在供热母管上设置电动截止阀等方面采取安全措施。

背压式汽轮机背压以及抽汽凝汽式汽轮机的调整抽汽压力应设置上限和下限保护,在压力超限时能发出信号和警报,必要时能及时将抽汽切断或停机。

由于热网加热器的水侧压力一般大于汽侧,加热器管束爆裂时,热水将经抽汽管道进入汽缸,造成汽轮机进水事故,危及汽轮机的安全,故热网加热器系统应设置满水保护装置。

2.4.1 背压式汽轮机调节

背压式汽轮机只能按照热负荷运行,也就是根据热用户的需要决定汽轮机的运行工况,此时,汽轮机的进汽量由热用户所消耗的蒸汽量决定,并随供热量的变化而做相应的改变,汽轮机的功率将随热负荷变化而变化,而电网频率将由电网中并列运行的其他凝汽式机组来维持。

背压式汽轮机进汽量的调节由调压器来实现。当热用户消耗的蒸汽量增大时,供热压力降低,调压器接受这一压力信号后,通过中间放大机构开大调节汽门,以增加汽轮机进汽量,反之亦然。由于调压器的作用,背压式汽轮机的排汽压力将维持在一定范围内。

图11.2-10(a)为背压式汽轮机调节示意图。错油门4既可由调压器2控制,也可由调速器1控制。当机组运行工况由热负荷决定时,汽轮机并列在电网中,转速保持不变,调速器滑环位置不变。此时,热负荷的变化将使排汽压力改变,在弹簧力的作用下,调压器活塞移动,带动错油门使高压油进入油动机5的上腔或下腔,油动机活塞移动,将调节汽门开大或关小,以适应热负荷的需要。

调压系统的静态特性和调速系统静态特性相仿,如图11.2-10(b)所示。此时,机组背压(排汽压力) p 相当于转速 n ,调压器活塞位移 z 相当于调速器滑环位移 z ,而蒸汽量 D 则相当于机组功率 P 。由此可得到调压系统的不等率 δ_p ,即压力不等率,它表示最小蒸汽流量时的最高背压 p_{\max} 与最大蒸汽流量时的最低背压 p_{\min} 之差与额定压力 p_c 之比,即 $\delta_p = (p_{\max} - p_{\min}) / p_c$,通常此值可达10%~20%,甚至更大。

当背压式汽轮机突然甩负荷时,转速迅速升高,调速器滑环向上移动,关小调节汽门;但与此同时,供汽量减小,排汽压力相应降低,调压器将力图开大调节汽门,增加进汽

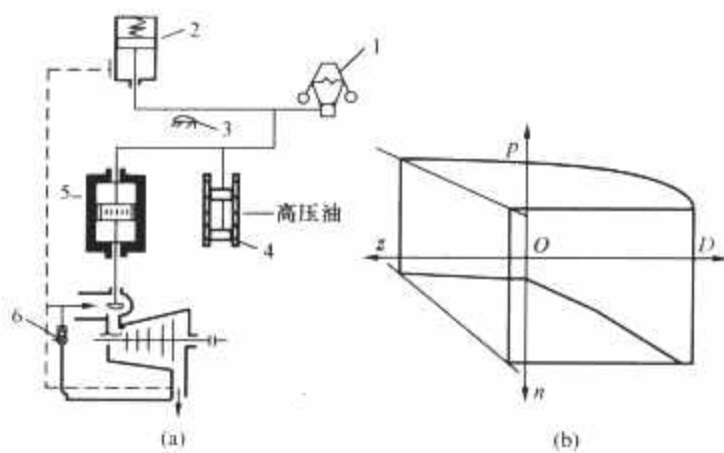


图 11.2-10 背压式汽轮机调节
(a) 调节系统示意图; (b) 调压系统的静态特性
1—调速器; 2—调压器; 3—支点;
4—错油门; 5—油动机; 6—减温减压站

量, 因此, 调压器对调速器存在一个反作用。为了限制调压器的反作用, 图 11.2-10(a)中设有一支点 3, 当调压器位移使杠杆与支点 3 相遇时, 调压器活塞就不会再向下移动, 此时调速器可单独控制汽轮机, 以维持空负荷运行。

当外界热负荷超过背压汽轮机供汽能力时, 就由减温减压站来补足, 其特性示于图 11.2-11 上。图 11.2-12 为全液压的背压式汽轮机调节系统。

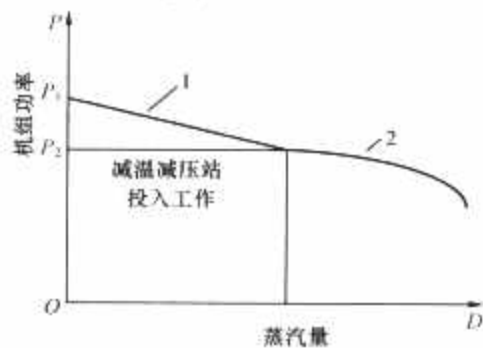


图 11.2-11 背压式汽轮机特性
1—汽轮机调节特性; 2—减温减压站特性

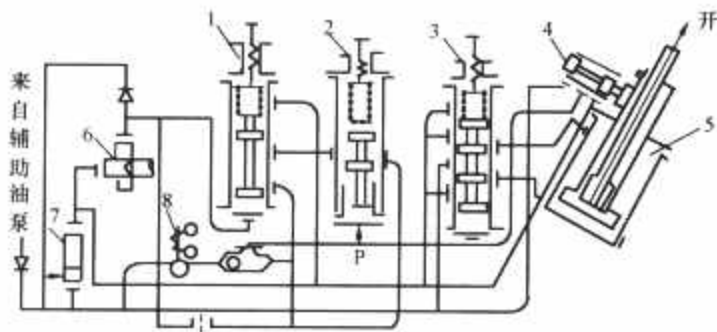


图 11.2-12 全液压的背压式汽轮机调节系统
1—压力变换器; 2—调压器; 3—错油门; 4—反馈滑阀;
5—油动机; 6—主油泵; 7—注油器; 8—甩负荷电磁阀

为满足工业上需要两种压力的蒸汽, 常采用抽汽背压式汽轮机, 其调节系统的基本原理示于图 11.2-13。其特点是:

(1) 调速器和背压调节器的工作要求与背压式调节系统的相同, 可同时控制高中压调节汽门, 使抽汽量 D_n 和抽汽压力 p_n 保持不变。

(2) 抽汽调压器只控制高压调节汽门, 改变高压进汽量, 满足抽汽流量的变化, 以恢复抽汽压力。

(3) 甩负荷时, 两只调压器均向增加流量的极限方向移动, 为此, 调速器应克服此反向作用而关闭调节汽门以达到维持机组空转。

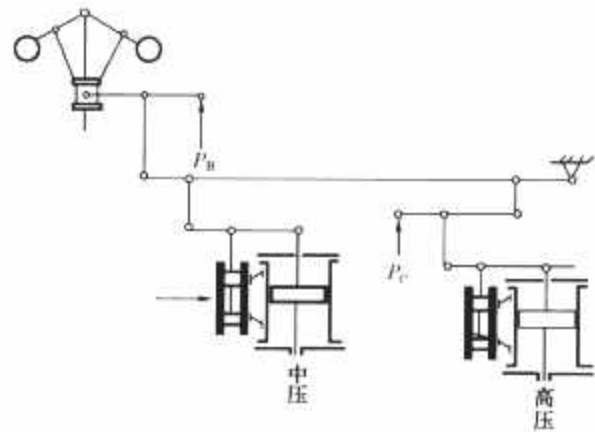


图 11.2-13 抽汽背压式调节系统原理图

2.4.2 抽汽式汽轮机调节

2.4.2.1 调节系统

抽汽式汽轮机包括单抽汽、双抽汽式。抽汽压力的范围, 用于工业供热的为 $0.8 \sim 4.2 \text{ MPa}$, 也有 0.5 MPa 的; 用于采暖供热的为 $0.07 \sim 0.25 \text{ MPa}$ 。抽汽式汽轮机与背压式汽轮机相比, 最大的不同是电能和热能可以分别调整。图 11.2-14 (a) 为具有一段抽汽的抽汽式汽轮机的工作原理图, 相当于一台背压机和一台凝汽机的叠加。在稳定状态下, 汽轮机的总功率 $P = P_1 + P_2$, 而供热蒸汽量 $D_n = D_1 - D_2$ 。

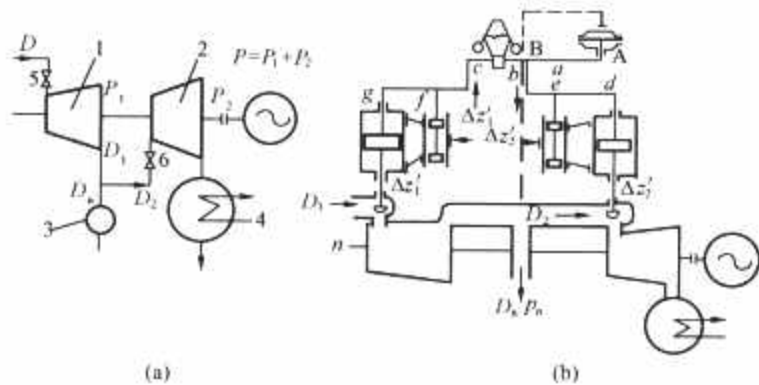


图 11.2-14 具有一段抽汽的抽汽式汽轮机调节
(a) 工作原理图; (b) 调节系统示意图
1—高压缸; 2—低压缸; 3—热负荷; 4—凝汽器;
5—高压调节汽门; 6—低压调节汽门

当供热蒸汽量 D_n 增加时, 抽汽管道中的压力 p_n 减小, 压力调节系统工作, 将开大高压缸 1 的调节汽门 5, 并关小低压缸 2 的调节汽门 6, 此时高压缸流量为 $D_1 + \Delta D_1$, 低压缸流量为 $D_2 - \Delta D_2$, 而供热蒸汽量为 $D_n + \Delta D_n = D_1 + \Delta D_1 - D_2 + \Delta D_2$ 。高压缸功率将增加 ΔN_1 , 低压缸功率将减小 ΔN_2 , 适当调节高低压缸调节汽门开度, 可使 $\Delta N_1 - \Delta N_2 = 0$, 即高压缸功率的增大值等于低压缸功率的减小值, 而在抽汽量变化时汽轮机的总功率将维持不变。当电负荷变化时, 如汽轮机功率增大, 调节系统应同时开大高低压缸调节汽门, 高低压缸流量分别为 $D_1 + \Delta D_1$ 和 $D_2 + \Delta D_2$, 而功率分别为 $N_1 + \Delta N_1$ 和 $N_2 + \Delta N_2$ 。为保证在电负荷变化 $\Delta N = \Delta N_1 + \Delta N_2$ 时, 向热用户提供的蒸汽量不变, 应满足 $\Delta D_n = \Delta D_1 - \Delta D_2 = 0$ 。

图 11.2-14 (b) 为具有一段抽汽的调节系统示意图。该系统中调速器和调压器都能同时控制高压缸和低压缸的调节汽门。根据抽汽式汽轮机的工作原理, 当电负荷变化时, 应让高压和低压调节汽门向同一方向运动, 以使 $D_n = D_1 - D_2$ 保持常数; 而当热负荷变化时, 让高压和低压调节汽门作相反方向的运动, 以使 $N = N_1 + N_2$ 保持常数。

抽汽式调节系统目前都采用牵连调节, 即调速器和调压器都同时控制高低压调节汽门。综上所述, 以单抽为例, 此时应符合下列等式。

(1) 电功率变化, 抽汽量不变时。即

$$\Delta N = \Delta N_1 + \Delta N_2, \Delta D_n \neq 0$$

$$\Delta D_n = \Delta D_1 - \Delta D_2 = 0, \Delta p_n = 0$$

(2) 电功率不变, 抽汽量变化时。即

$$\Delta N = \Delta N_1 + \Delta N_2 = 0, \Delta D_n = 0$$

$$\Delta D_n = \Delta D_1 - \Delta D_2, \Delta p_n \neq 0$$

这就是通常的自治条件。在各种具体的调节系统中, 静态自治条件应由杠杆、油口和油压作用力等传递系数来满足, 而动态自治条件还应使各油动机时间常数相等。图 11.2-15 为全液压单抽汽式汽轮机调节系统示意图, 其方框图示于图 11.2-16。

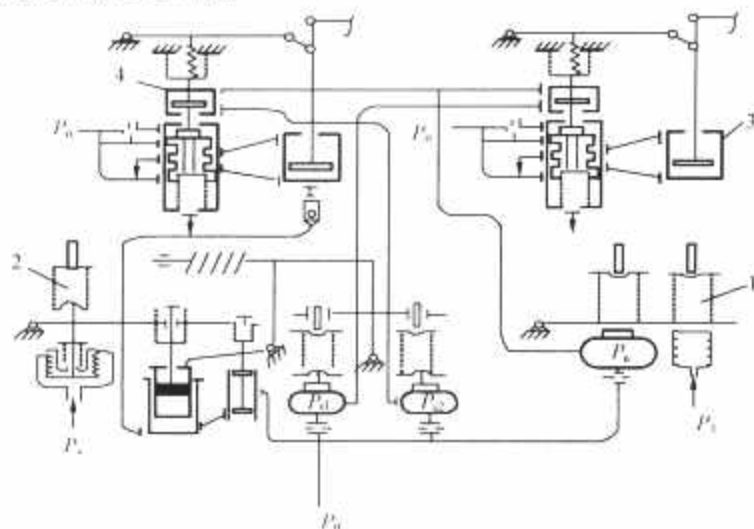


图 11.2-15 全液压单抽汽式汽轮机的调节系统示意图

1—调压器；2—低压油动机；
3—高压油动机；4—放大器

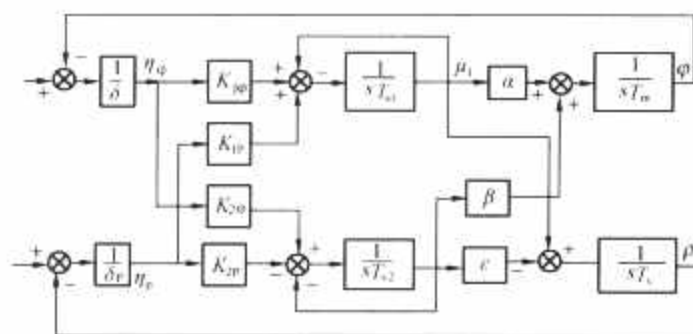


图 11.2-16 单抽汽式调节系统方框图

调节抽汽式汽轮机有供电、供热两个功能, 这些输出量都会因外界条件单独发生改变, 如外界电负荷或者热负荷单独发生变化时, 调节系统应当根据调节的输入信号——压力或转速动作, 来维持输出不变, 因而输入量及调节手段——调节执行机构也是多个的, 与输出量多少相对应。抽汽式汽轮机调节系统是多参量输入输出系统, 热电自治的耦合条件很多, 工况变化时特别是一些极限工况出现时, 对调节系统的要求很高, 选用数字式电液调节系统有它的优越性和灵活性。

2.4.2.2 实例分析

以上海汽轮机有限公司生产的引进型单抽汽凝汽式汽轮机 C300/250-16.7/0.343/538/538(见图 11.2-17)为例说明调节系统特点。该汽轮机为一台双缸串联双排汽中间再热单抽汽凝汽式汽轮机。其特点是采用数字电液调节系统, 操作简便, 运行安全可靠。可供热网抽汽, 压力可在 0.196~0.637MPa(a) 间调整; 高中压部分采用合缸反流结构, 低压缸采用三层缸结构, 旁路配置为 100% 高压旁路及 50% 低压旁路。

该汽轮机在中压排汽处有两只向下的供热抽汽口。在热网抽汽管路上装有两只抽汽压力调节阀。同时, 在两根中低压连通管上还装有两只连通管压力调节阀。通过对该 4 只阀门的调

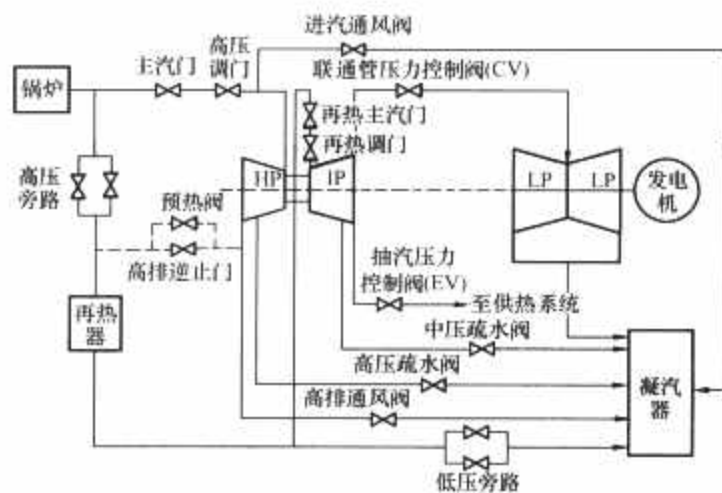


图 11.2-17 C300/250-16.7/0.343/538/538 机组系统示意图

节来达到热网抽汽压力的要求。机组在不投抽汽运行时, 相当于一台凝汽式 300MW 机组。为保护汽轮机的安全, 在抽汽压力调节阀后装有两只大口径的抽汽逆止阀以防蒸汽倒灌。在抽汽压力调节阀前装有两只安全阀, 在热网发生故障、调节系统失灵、调节阀不能瞬时运作的情况下, 引起连通管的压力骤然升高, 此时, 这两只安全阀开启并向空中排汽。

(1) 负荷控制。当发电机主油开关闭合时, 由机组汽轮机自动控制(ATC)程序提供负荷控制能力。由于负荷控制程序自动地使机组负荷变化率达到最佳值, 故所有负荷变化最好由 ATC 完成。ATC 程序连续监视汽轮机的各种参数, 计算转子应力。在当时条件下选择最佳的负荷变化率。这个变化率是根据转子应力计算的最佳变化率、操作员选定的负荷变化率、遥控负荷变化率之中的最小值。操作员控制转子的应力极限和最大负荷。在综合控制方式中, ATC 决定是否需保持负荷, 当遥控输入的速率比现有的最低速率低时, 遥控升高或减少将被闭锁。疏水阀在升负荷时保持开启, 直到负荷升至额定负荷 10% 时, 将关闭汽轮机再热主汽门上游的疏水阀。当负荷升至额定负荷 20% 时, 将关闭汽轮机再热主汽门下游的疏水阀。同样, 在减少负荷或汽轮机停机的情况下, 中压疏水阀在负荷降至 20% 负荷时, 自动开启。高压疏水阀在负荷降至 10% 负荷时, 自动开启。运行人员必须确认疏水阀处于自动位置, 否则, 必须手动操作。

(2) 抽汽控制。联通管压力控制通过调节联通管压力调节阀(CV)的开度来控制进入低压缸的蒸汽流量, 从而控制中压排汽压力, 以防止中压排汽压力过低而引起中压缸过热。抽汽压力的控制是通过调节抽汽阀(EV)的开度来完成的。

该汽轮机额定抽汽压力为 0.343MPa, 最大抽汽压力为 0.637MPa。抽汽控制是通过调节联通管调节阀和抽汽调节阀来控制的。它分为联通管压力控制和抽汽压力控制两部分。当机组在纯凝汽工况运行时, CV 全开, EV 全关。如要投入抽汽工况运行, 则必须先投入联通管压力控制, 保证中压缸排汽压力不低于设定值, 然后再投入抽汽压力控制。

(3) 甩负荷控制。当发电机油开关接受到甩负荷信号时, 汽轮机控制系统将迅速初始化, 关闭调节汽门和再热调节汽门, 以防止超速。如一般的甩负荷预测(LDA)逻辑一样, 最初的超速希望在 103%~108% 之间。旁路系统将迅速打开, 实现旁路系统的功能, 让锅炉蒸汽进入主凝汽器, 高旁设定点将设定在甩负荷发生之前的主蒸汽压力。当机组转速降低到 103% 时, 超速保护动作停止, 这是控制系统 DEH 反馈回路的控制逻辑。当机组转速降低到额定转速时, 再热调节汽门将迅速打开控制转速。当发电机油开关闭合后, 调节汽门和再热调节汽门将从维持厂用电的阀位自动升至初负荷流量位置。

第 3 章 热电联产汽轮机结构

热电联产汽轮机除了向外输出机械能用以发电之外，还能对外输出蒸汽用于采暖以及工业用汽等的热能需要。根据不同的需要，对外供汽有非调和可调之分，非调抽汽其抽汽压力随抽汽量以及运行工况的变化而随之变化。结构上为满足抽汽流量的要求，其抽汽口的大小、抽汽口所在的级间开档相对较大之外，在结构上与常规机组没有太大的区别。调整抽汽则其抽汽压力不随抽汽量和工况的变化而变化，始终保持在一个恒定的范围内。为此，对于抽汽凝汽式汽轮机，结构上需要在抽汽点的后级设置一抽汽调节阀，以满足调整抽汽的要求。

热电联产汽轮机由于其运行工况多，负荷变化大，导致机组的转子轴向推力的变化幅度较大，当调整抽汽级数多于一级时，运行工况更多。故机组设计时需对转子进行相当多的推力计算，并进行推力平衡，以满足所有可运行工况下的推力瓦承载的要求。

供热机组上须配备高可靠性的快关止回阀，防止供热管道高能蒸汽向汽轮机倒灌而使机组超速。此外，为防止超压，在汽缸抽汽口应设置安全阀，安全阀一般应为全流量配置。

汽轮机可设置单级或两级的调整抽汽，两级以上调整抽汽的极少。另外，背压式汽轮机也是热电联供电厂的选择。

1 抽汽凝汽式汽轮机及抽汽调节阀

抽汽凝汽式汽轮机是供热机组最为广泛应用的形式，抽汽压力从采暖抽汽若干百帕到工业用汽的若干兆帕，机组功率从几兆瓦到几百兆瓦，抽汽级数以单级和两级居多。汽轮机总体布置有单缸和双缸结构，流量调节阀采用单座阀、双座阀、蝶阀和旋转隔板等结构。旋转隔板虽不是阀门，但其调节流量的作用与阀门相同。

1.1 300MW 单抽凝汽式汽轮机

国内的大功率抽汽汽轮机的典型例子是华能天津杨柳青电厂的 300MW 单抽凝汽式汽轮机，见图 11.3-1。

机组形式：反动、单轴、双缸双排汽、再热、调整抽汽、凝汽式。

机组型号：C250/300-16.7/0.343/538/538。

额定/最大功率：250/330MW。

主蒸汽参数：温度 538℃；压力 16.7MPa。

主蒸汽额定/最大流量：915.6/1025t/h。

抽汽压力：0.343(0.637~0.196)MPa。

抽汽流量：432t/h。

机组的抽汽点设在中压排汽口，在中低压联通管上设置了两个抽汽调节阀，该阀为大口径单座柱塞阀，随联通管一起布置在低压缸的两侧。更有特点的是在两个抽汽管上还设置了调节阀，用于对抽汽压力的二次调整，这种在逻辑上采用两个调节阀的形式被称为双阀调节，如图 11.3-2 所示，双阀调节可使调整抽汽的适用范围更广。

为了布置抽汽调节阀，中低压联通管的结构和布置较为复杂。在之后的完善型同类型机组中，联通管上的抽汽调节阀采用了蝶阀形式，蝶阀座在中低压排汽口上，一根联通管连接抽汽调节阀出口与低压缸进口。

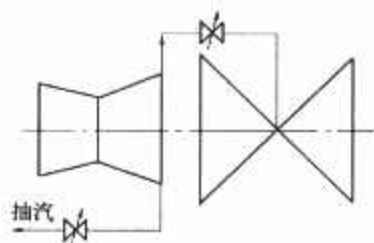


图 11.3-2 双阀调节示意图

图 11.3-3 为联通管上的大口径柱塞式抽汽调节阀的结构简图，阀门进出口直径为 DN900。进出口呈 90°转折，阀蝶上具有通孔，能始终通过冷却流量。出口位于上方，底部连接高压抗燃油油动机。

采用大口径柱塞阀没有小开度时阀门工作不稳定的弊端，调节性能好。其缺点是阀门体积大，导致联通管的结构及布置复杂。

1.2 100MW 等级抽汽凝汽式汽轮机

目前，50~100MW 等级的抽汽汽轮机占有很大部分的装机比例。图 11.3-4 所示为 100MW 双抽汽汽轮机。

机组形式：高压、反动、双缸双排汽、二级调整抽汽凝汽式。

机组型号：CC100-8.83/0.981/0.294。

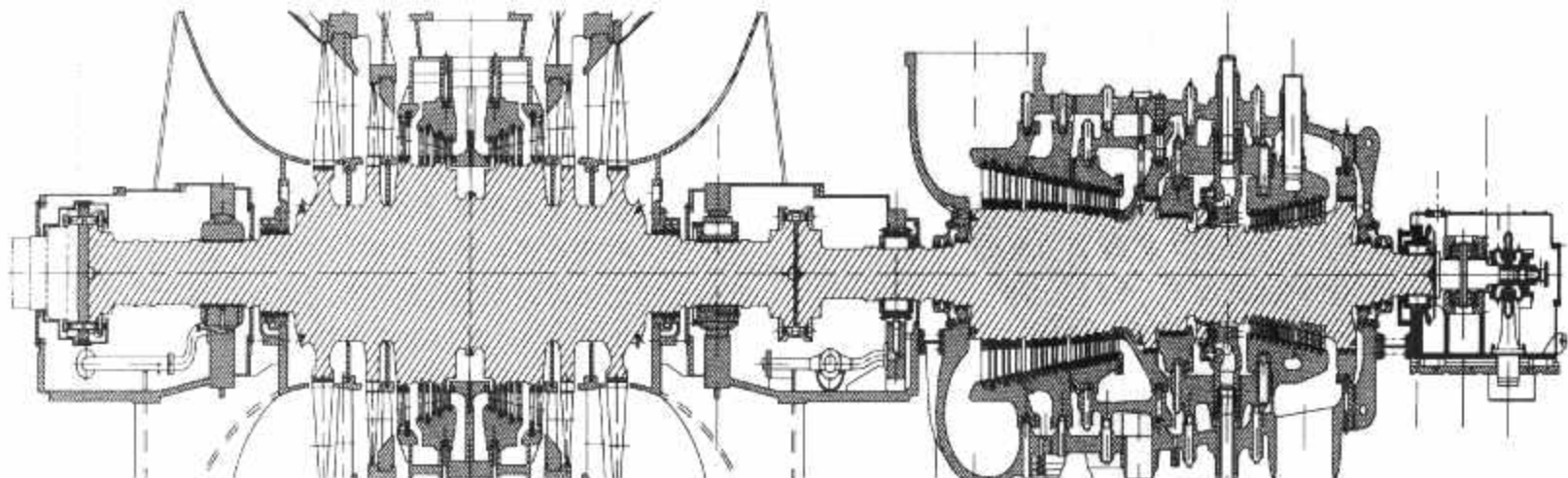


图 11.3-1 华能天津杨柳青电厂的 300MW 单抽凝汽式汽轮机

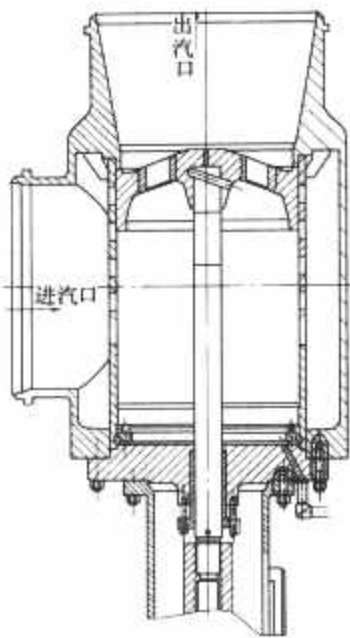


图 11.3-3 大口径柱塞式抽汽调节阀

额定/最大功率：100/133.5MW。
主蒸汽参数：温度 535℃；压力 8.83MPa。
主蒸汽额定流量：464t/h。
1 级抽汽压力：0.981MPa。
1 级抽汽额定/最大抽汽流量：98/173t/h。
2 级抽汽压力：0.294MPa。
2 级抽汽额定/最大抽汽流量：70/238t/h。

1 级抽汽(中压抽汽)的调节阀采用新型内置通道、座缸式调节阀，见图 11.3-5。一组三个阀门横向布置在汽缸上方。阀门安装在汽缸外部，但蒸汽流道均在汽缸内部，方便安装又降低流阻。阀门出口与内部蒸汽室相连，蒸汽室出口为喷嘴。整个结构简洁而合理。

为满足后级冷却流量的要求，阀门有最小开度。由于阀门的卸载量大，通径及材料的选择范围较大，受容积流量限制不适合低压调整抽汽，但在低压以上有较广的压力适用范围。

蒸汽室安装在汽缸上，其上部为三个蒸汽进口与三个阀门配套且分别与蒸汽室的三个弧段连通，阀座与蒸汽室进口之间设具密封环以减少漏汽，出口喷嘴基本为全周进汽，内圆处与转子组成汽封。

2 级抽汽(低压抽汽)采用较大口径的蝶阀形式，见图 11.3-6、图 11.3-7，一组共 2 个，分别安装在两个中压排汽口上，之后为两根联通管通向低压排汽缸。通过执行机构限位使阀门不能全关以保证有最小冷却流量通过。蝶阀在全开时流阻相对最小，对纯凝汽运行时提高机组效率显然是有利的。阀门的出轴处设置了汽封抽汽口接至汽封系统，以防止出轴端漏汽。

机组的 2 级抽汽均采用了双阀调节的形式，即在抽汽管道另设了一调节阀，管道上的调节阀采用进口的三维偏心金属密封零泄漏蝶阀，它具有防卡涩、流阻小、动作灵活、密封性好、维护量小等优点。所配的执行机构一般具快关功能，使机组的安全性更为提高。

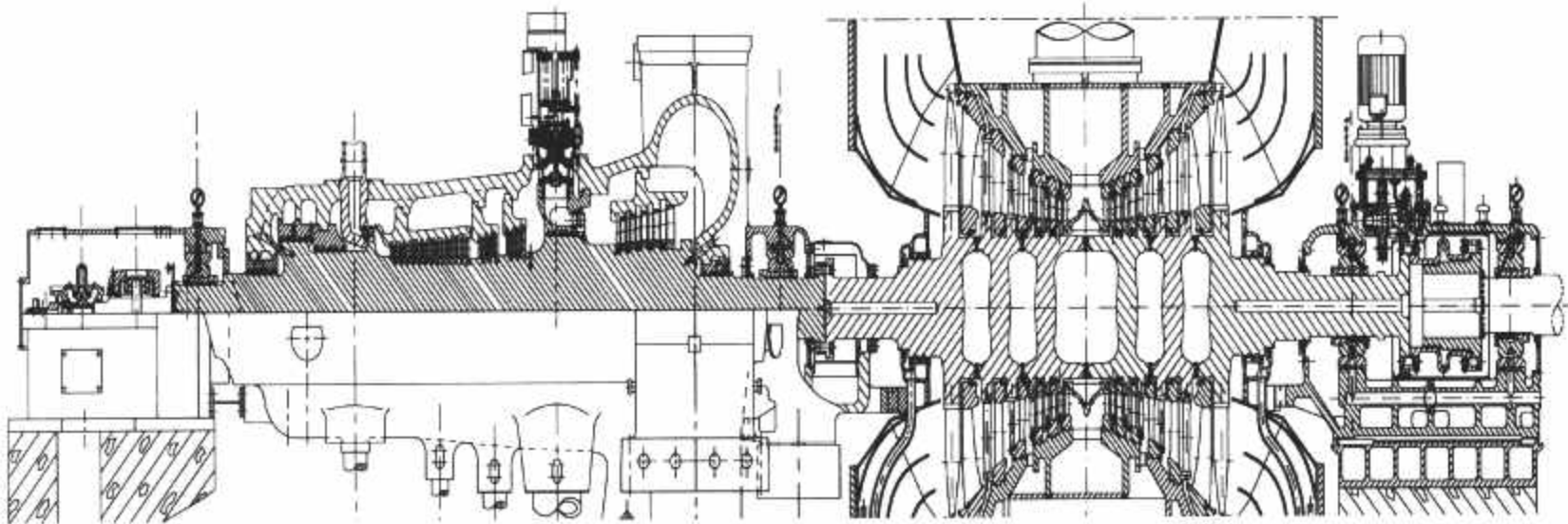


图 11.3-4 100MW 双抽汽汽轮机纵剖面图

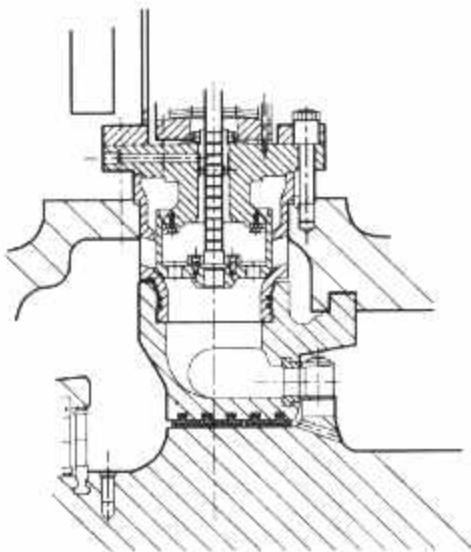


图 11.3-5 中压抽汽调节阀蒸汽室示意图

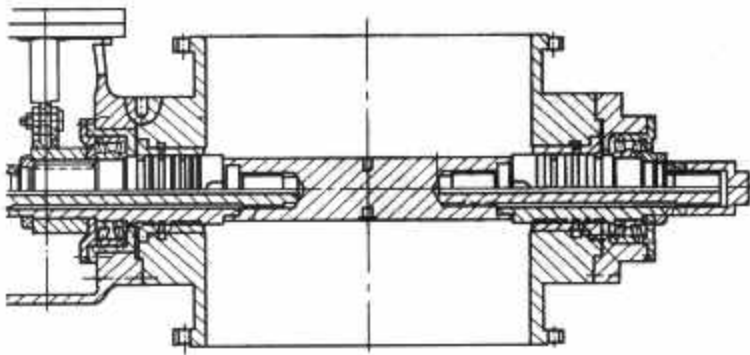


图 11.3-6 低压抽汽蝶阀结构示意图

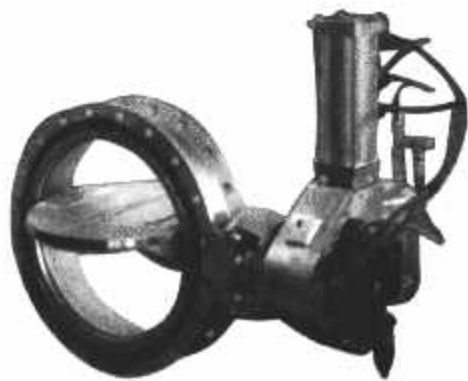


图 11.3-7 抽汽管道调节阀外形图

1.3 50MW 等级抽汽凝汽式汽轮机

50MW 等级单抽凝汽式汽轮机见图 11.3-8。

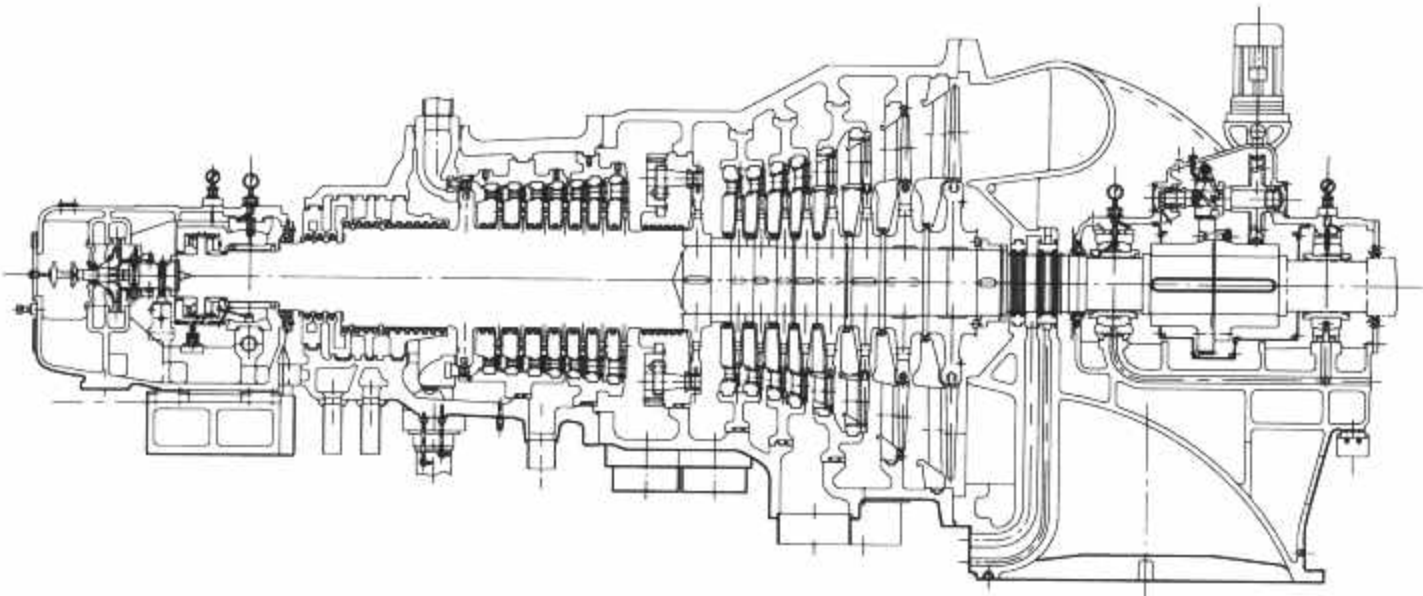


图 11.3-8 50MW 等级单抽汽凝汽式汽轮机

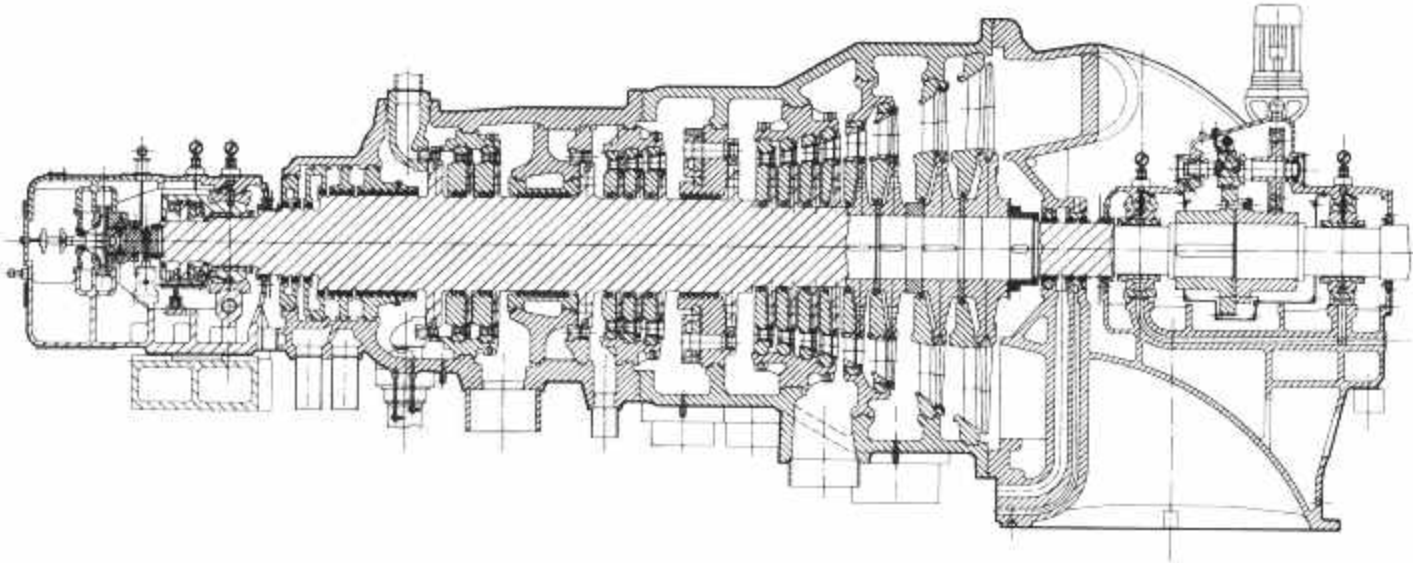


图 11.3-9 50MW 等级双抽汽凝汽式汽轮机

两台机组的 1.47MPa 的调整抽汽均采用采用的是相同结构的旋转隔板，旋转隔板的结构示意图如图 11.3-10 所示。

旋转隔板通过改变其中的转动环的角度以调节隔板的流通面积，改变隔板的前后压差，以达到调节旋转隔板前的蒸汽压力的目的。旋转隔板分具平衡环和无平衡环两种，平衡环的作用为使转动环进汽侧的一部分面积处于较低压力下使转动环与隔板体之间的摩擦阻力减小，可使旋转隔板的压力适用范围扩大。较低压力的调整抽汽则一般可采用无平衡环结构，旋转隔板由油动机驱动，通过旋转隔板调节杠杆将油动机的直线运动传递至旋转隔板转动环，推动转动环产生旋

50MW 等级双抽凝汽式汽轮机见图 11.3-9。

两台 60MW 抽汽凝汽式机组技术参数见表 11.3-1。

表 11.3-1 60MW 抽汽凝汽式机组技术参数

参 数	单 位	双抽汽	单抽汽
机组形式		高压、冲动、单轴、两级调整抽汽、凝汽式	高压、冲动、单轴、一级调整抽汽、凝汽式
机组型号		CC60-4.12/1.47	C60-8.83/1.47
额定/最大功率	MW	60	60
主蒸汽压力	MPa	8.83	8.83
主蒸汽温度	℃	535	535
主蒸汽额定流量	t/h		
1 级抽汽压力	MPa	4.12	1.47
2 级抽汽压力	MPa	1.47	

转运动。平衡环与转动环之间采用铸钢与铸铁异种材料，减小摩擦防止卡涩。也有在转动环与隔板体的摩擦面之间采用新材料 DEVA 合金的新型结构，目的是为了进一步降低摩擦系数，使旋转隔板的压力和温度使用范围又有所提高。

旋转隔板的容积流量较大，同时也受上述转动环摩擦阻力限制，故较适用于低压调整抽汽。

旋转隔板调节杠杆及油动机的布置具不对称性而产生翻缸力矩，某些机组因需要较大的驱动力而将油动机固定于基础上，油机动作时会叠加更大的力矩，在进行汽缸稳定性分析时需将这些因素考虑进去。

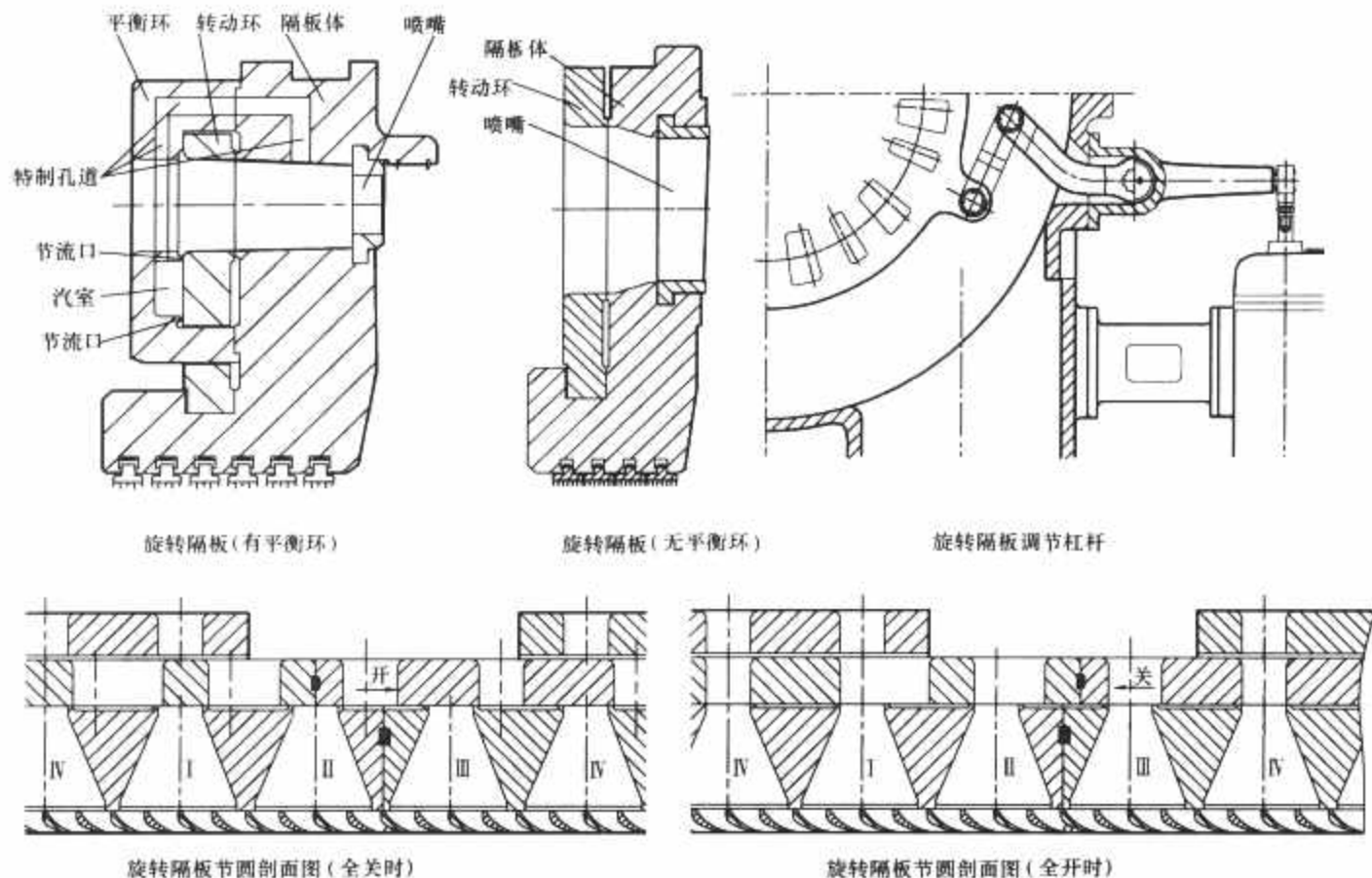


图 11.3-10 旋转隔板的结构示意图

4. 12MPa 的调整抽汽采用的是双座阀结构形式, 见图 11.3-11, 由一组共 4 个双座阀组成, 安装在汽缸的上部和两侧。双座阀调节性能好, 节流损失小, 阀门自身结构成熟, 选材范围广, 但其容积流量受到汽缸结构和阀门特性的限制, 故阀门较适用于较高参数的调整抽汽。此外, 阀门所占空间较多, 汽缸的结构也相对复杂。

同样, 阀门也有一个最小开度, 保证能通过冷却流量。

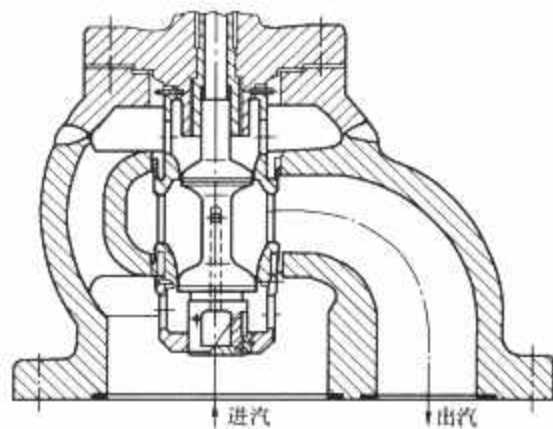


图 11.3-11 双座调节阀结构示意图

1.4 其他类型机组

抽汽凝汽式汽轮机类型还有很多, 从进汽参数来看, 超高压、次高压、中压等都有调整抽汽机组。其他类型如空冷式汽轮机组、燃气—蒸汽联合循环汽轮机等。

联合循环汽轮机具有启停灵活、调峰性能好、环保等优点, 用作抽汽供热具有它独特的优点。图 11.3-12 为配 GE 公司 F 级燃气轮机的联合循环双抽汽凝汽式汽轮机。机组功率等级 270MW, 按以热定电方式设计, 抽汽工况功率 150MW。在中压缸内部采用了旋转隔板, 在高压缸排汽口安装大口径蝶阀, 实现双抽汽。

除了采用座缸式阀门、旋转隔板等结构形式之外, 也有采用阀门外置式、提板式调节汽阀组等不同的结构。该两种结构因其结构或布置较为复杂, 在新机组上已较少采用。

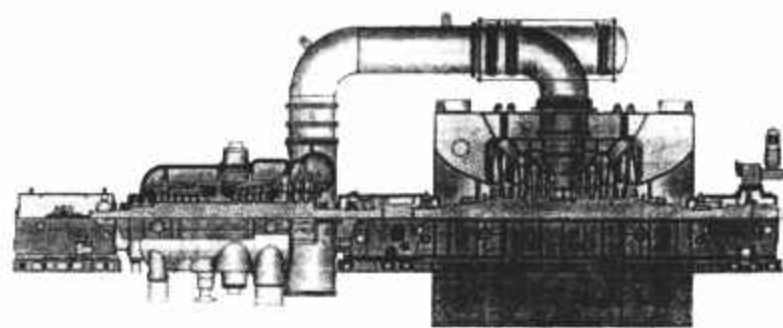


图 11.3-12 配 GE 公司 F 级燃气轮机的联合循环双抽汽凝汽式汽轮机外型图

2 背压式汽轮机

背压式汽轮机因无冷端设备, 机组结构、总体布置简单及热利用率高(无冷端损失)而成为供热机组的选择之一。机组的排汽直接供给热用户使之成为热电联产机组。纯背压式汽轮机可以定功率方式运行, 此时排汽背压随电功率的变化而变化, 其排汽供热类似于非调整抽汽。机组也能够以定背压方式运行, 使之能满足热用户的高品质供汽的需求。定背压方式运行是一种“以热定电”的运行方式, 电负荷随热负荷的变化而变化。

与抽汽凝汽机组的“以热定电”方式不同。抽汽凝汽机组的“以热定电”指进汽量保持不变(一般为额定进汽量), 调整抽汽的抽汽量增加时, 发电量相应减少。而背压式机组的“以热定电”是以定背压方式运行时, 供热量增加, 进汽量乃至发电量会同时增加, 进汽量、发电量是受到供热量限制的, 这是背压式汽轮机的不足。另外, 由于背压式汽轮机排汽直接供热, 存在供热管道发生爆管的风险, 此时机组的背压极短时间降至大气压, 使内部各级压差急剧增加。因此, 设计时应考虑机组内部各级应能承受排汽爆管的事故工况, 对于高背压汽轮机更是如此。

图 11.3-13 是一个典型的背压式汽轮机的例子, 它是一台国产背压式 6MW 汽轮机, 中压进汽, 背压 0.49MPa。其唯一的配汽机构为主蒸汽调节汽阀, 它采用了提板式结构, 整个流道由 1 个双列调节级和 3 个压力级组成。

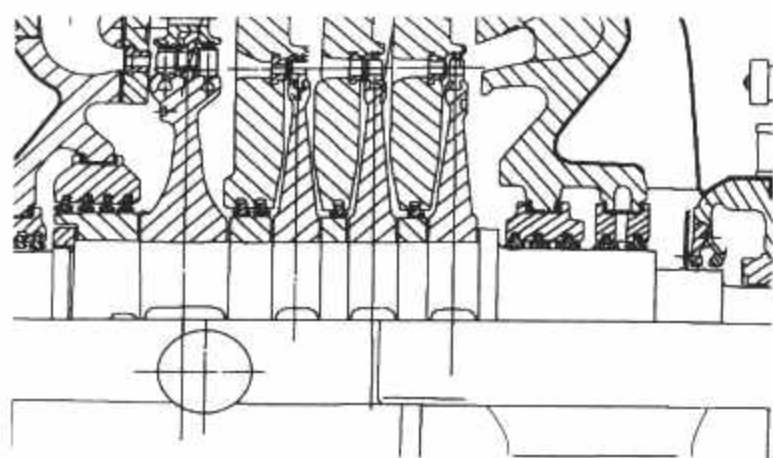


图 11.3-13 中压 6MW 背压式汽轮机剖面图

3 抽汽背压式汽轮机

抽汽背压式汽轮机为在背压式汽轮机通流中设置了可调整抽汽的结构，与纯背压式汽轮机相比，机组具备了更多级数供汽功能。抽汽背压式汽轮机内部一般设置一级调整抽汽，两级或以上的极少。抽汽背压式汽轮机具有了背压式汽轮机和调整抽汽的一些优点以及不足。

图 11.3-14 为一台具有一级调整抽汽的抽汽背压式汽轮机的纵剖面图，机组额定功率 25MW，主汽参数为高压，抽汽压力 4.5MPa，背压 1.47MPa。为配合其较高的调整抽汽压力，在第 2 级压力级后设置了 4 个外置式双座调节阀。整个流道由 1 个单列调节级、1 个中压调节级和 5 个压力级组成。

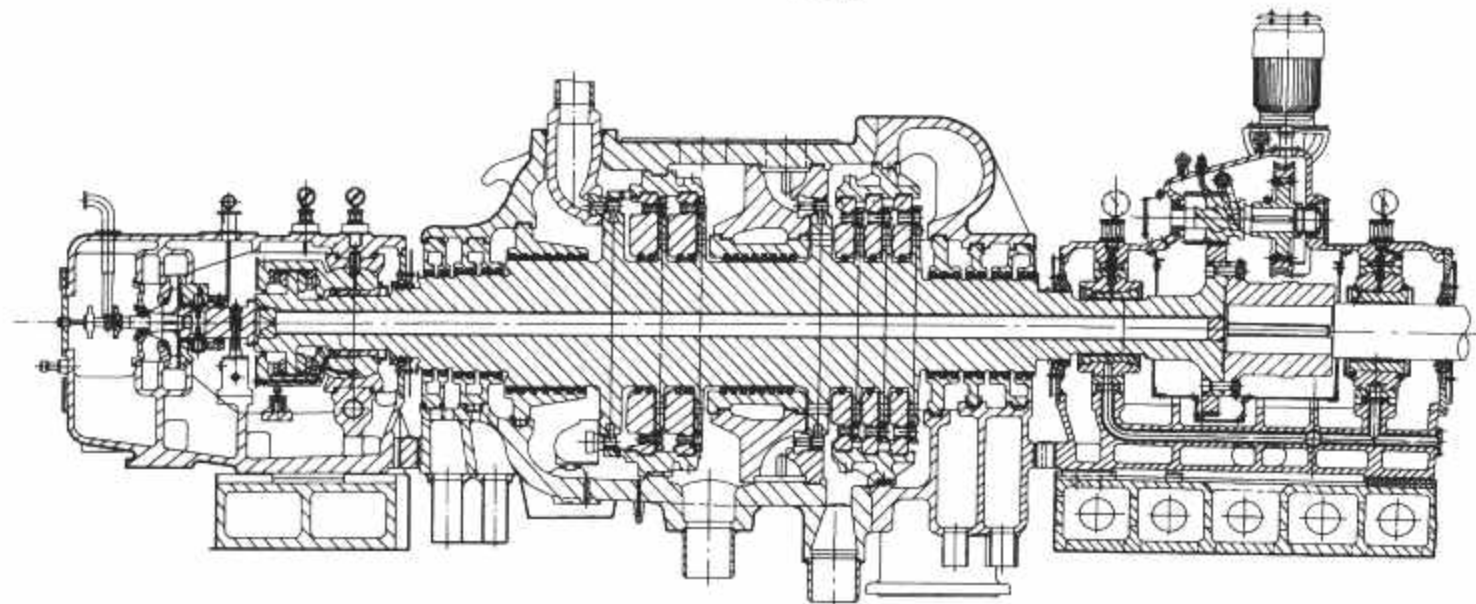


图 11.3-14 高压 25MW 抽汽背压式汽轮机纵剖面图

第4章 热电联产汽轮机的运行

热电联产汽轮机的运行特点是要保证供热压力的稳定。在抽汽式机组中由抽汽调节阀（调节阀或旋转隔板）改变阀门开度来调整抽汽压力，在背压机组中是根据调压器波纹管上压力变化，通过错油门、油动机调整汽轮机调节汽阀开度，改变汽轮机的进汽量来适应外界热负荷的变化。运行中要特别注意调节阀和抽汽逆止阀的阀位，防止热网汽倒灌。

1 机组启动

1.1 启动前的准备工作

(1) 按“汽轮机启动前准备工作操作卡”检查各系统阀门位置及设备情况。各系统阀门位置详见启动前准备工作操作卡。

(2) 联系热工人员，对有关表计配备齐全，压力表一、二次门开足，表盘上仪表及热工信号，保护电源送上，指示灯应亮，各光字牌正常。

(3) 设备复役，阀门取牌，解锁，电动头送电。检修过电动头开关、行程校验正常。

(4) 各辅机轴承油位正常，油质清洁，盘动靠背轮应无卡煞现象，防护罩应固定，电动机各接地线良好。

(5) 对汽轮发电机组的油系统进行下列检查：油管、油箱、冷油器、各种油泵处于完好状态，油系统的任何地方应没有漏油现象；通知化水取油样合格、油位正常，油位计灵活。

(6) 各辅机、电动机绝缘应合格，并送上电源。

(7) 与主控室和锅炉联系信号应正常。

(8) 联系电气试验同步器电动机加减应正常，方向应正确。

(9) 检查汽轮机车头处操纵保安箱内电磁阀均应在正常位置，危急遮断器手柄应拉出复位，高、中压油动机应开足。

(10) 凝汽器水位进至1200mm，射水箱进满水。

(11) 检查抽汽液压止回阀联动装置手柄应在正常（拔出）位置，水路开通，旁路关闭，电源送上。

(12) 调压器电磁阀应在“切除”位置，绿色指示灯亮，二次脉冲油手轮应在“切除”位置，调压手轮在全松位置。

(13) 低压加热器随机启动，液压止回阀应开出，进汽门开，疏水至凝汽器门开。

(14) 油系统管路走通，开启交流润滑油泵打油循环。

1.2 暖管与启用辅助设备

(1) 开出调速油泵及排烟风机，投入联锁，进行打循环暖油使油温至30℃左右。

(2) 同时投入盘车联锁，投入连续盘车进行直轴（冷态开机时，连续盘车时间不小于2h）。

(3) 根据值长通知，和循环水压力增开一台循泵，凝汽器进水门开足，出水门微开，出水管上空气放尽，保持进口

压力0.06MPa。

(4) 联系锅炉准备暖管，开启启动疏水管上疏水门，微开主汽隔绝门旁路门，对电动总汽门前进行暖管，压力维持在0.2~0.3MPa进行低压暖管20~30min，然后以0.1~0.3MPa/min逐渐升至额定压力，温升速度不应超过5℃/min。全开主汽隔绝门，关闭旁路门，关闭启动疏水管上的疏水门，关小直放疏水。

(5) 检查自动主汽门关闭严密，直放疏水开大，主汽门前防腐门关闭后微开，检查完毕后，微开电动总汽门旁路门（一次门开足，二次门微开调整）进行后段暖管。压力维持在0.2~0.3MPa时间10min，然后以0.1~0.3MPa/min速度逐渐升至额定压力，全开电动总汽门，关闭旁路一、二次门，防腐门大量冒汽时，适当关小。

(6) 在后段暖管的同时抽真空，开启射水泵，联锁投入，此时应开出射水箱补水门，使射水箱有水溢出；开启凝结水泵，调整回水门，保证凝水压力在0.55MPa左右，注意凝汽器水位，低则加水。

(7) 真空达0.035MPa左右时，可开启新蒸汽至均压箱一、二次门，向轴封送汽，均压箱暖体并放尽疏水以防冲击，保持均压箱压力为0.003~0.03MPa，温度200~250℃。

1.3 冲转、升速和全速后的调速系统试验

1.3.1 汽机冲转前应符合的条件

(1) 主蒸汽压力高于2.8MPa，温度原则上有50℃过热度。

(2) 凝汽器真空在0.058MPa以上。

(3) 冷油器出油温度达30℃以上。

(4) 调速油压，润滑油压及回油正常。

(5) 高中压油动机开足。

(6) 盘车正常。

(7) 轴向位移，润滑油压低，推力轴承温度高，支承轴承温度高，超速，真空保护投入。

1.3.2 冲转（冷态）

(1) 开启主汽门冲动转子，提升转速300~500r/min，进行低速暖机。

(2) 关闭防腐疏水。

(3) 冲转后注意事项及操作。

1) 注意启动后，转速上升时盘车应能自动脱扣，检查盘车电动机是否停止，仔细倾听汽轮机组各部声音，检查机组振动情况，低速暖机振动数值不超过0.03mm，超过时应降低转速或延长暖机时间。

2) 检查轴承油压，油流应正常。

1.3.3 升速暖机

(1) 低速暖机结束后，检查机组无异常情况，按规定进行升速暖机。

(2) 汽轮机启动分冷态与热态方式，启动时间表见表11.4-1。

表 11.4-1 汽轮机启动时间表

项 目	冷态(min)	热态(min)
冲转至 500r/min	5	5
500r/min 低速暖机	10	5
均匀升速至 1200r/min	10	5
1200r/min 下暖机	20	10
均匀升速至 2500r/min	5	4
2500r/min 下暖机	10	5
均匀升速至 3000r/min	5	1
全面检查, 试跳主汽门	5	5
共 计	70	40

- (3) 升速暖机过程中应注意事项。
- 1) 每一阶段暖机结束后, 应对机组进行全面检查, 重点检查机组各部振动、声音、排汽缸温度、热膨胀等情况, 并与过去相对照。
- 2) 及时调整凝汽器水位 (用开机放水门和再循环门)。
- 3) 升速过程中如发现振动大于 0.05mm 时, 应降低转速至振动减小, 不得盲目升速, 查明原因后方可继续升速。
- 4) 中速暖机结束后, 关闭主汽门后三通疏水门。
- 5) 通过临界转速时应迅速平稳不得停留, 临界转速下轴承振动最大许可值为 0.15mm。
- 6) 当排汽温度升高时, 应投入凝汽器减温水, 保持凝结水压力, 汽缸两侧不应有温差。
- 7) 当冷油器出口油温高于 40℃ 时, 将冷油器投入运行, 稍开冷油器出水门进行调整, 保持油温在 38~45℃。
- 8) 注意调速系统的动作转速应在 2600~2700r/min, 定速转速在 2850r/min (记录同步器低限位置 and 对应转速)。
- 9) 注意调速系统的动作情况, 调速汽门应缓慢平稳关小, 无卡涩、突跳现象, 调速系统能维持空负荷运行。
- 10) 用同步器将转速升到 3000r/min, 检查主油泵应正常工作。
- 11) 主油泵工作正常后, 停止调速油泵运行, 列入备用, 自启动联锁投入。

1.4 并列与带负荷

- (1) 全面检查汽轮机组一切正常, 汇报班长与值长。
- 1) 开足主汽门, 全面检查汽轮机组一切正常后, 向主控室发“电气注意”、“备妥”信号。
- 2) 接到主控室发“汽轮机注意”信号应监视周波表, 主开关信号, 接到“发电机已并列”信号时, 记录并列时间, 并向锅炉发“锅炉注意”、“汽轮机并列”信号。
- 3) 投入汽轮机的保护装置。
- 4) 进行低负荷暖机, 然后加至额定负荷。
- (2) 增负荷过程中应注意和检查内容。
- 1) 调速系统动作平稳, 机组振动良好, 无异声。在任何一个轴承上出现振动明显上升时, 应立即通知电气停止增加负荷, 先在该负荷下运行约 30min, 如果振动没有消除可降低一定负荷运行约 15min。如果采取上述方法振动仍未消除, 应汇报决定如何处理。
- 2) 凝结水水质合格后, 调走除氧器。
- 3) 调整均压箱压力, 逐渐关闭新蒸汽。
- 4) 关闭疏水膨胀箱上所有疏水。
- 5) 随着负荷的增大, 轴向位移、汽缸膨胀值应正常。
- 6) 将空冷器投入运行。

- 7) 至除氧器抽汽投用, 并对高压加热器进行暖体。
- 8) 投用热网抽汽, 抽汽量的增加速度应小于 2.5t/h, 当抽汽量达 50% 时应暖机 20min。
- 9) 投用高压加热器。

1.5 热态启动

- 凡停机时间在 12h 以内为热态启动, 停机时间在 1h 以内为极热态启动, 其他均为冷态方式启动。
- 热态启动应注意事项:
- (1) 进入汽轮机的新蒸汽温度应高于汽缸金属温度。
- (2) 在冲转前 2h 将盘车改为连续盘车方式。
- (3) 在连续盘车的情况下, 应先向轴封送汽, 然后再抽真空, 须维持较高真空。
- (4) 热态启动时间较短应严格监视机组振动情况、膨胀情况、轴向位移、油温油压等。
- (5) 接带负荷的速度要根据具体情况, 要尽可能地将负荷带到与汽缸内部金属应有的温度水平, 避免出现冷却汽轮机的现象。
- (6) 热态启动时间见启动时间表。
- (7) 极热态启动时, 在 10min 内升至额定转速, 要尽可能地将负荷带到与汽缸内部金属应有的温度水平, 避免出现冷却汽轮机的现象。

2 汽轮机的停止运行

2.1 停机前的准备工作

- (1) 计划停机值长应 1h 前通知汽轮机班长, 由班长通知司机与各值班员做好停机准备。
- (2) 运行时间较长的, 应由电气测绝缘摇调速油泵, 交直流润滑油泵, 盘车电动机绝缘, 各绝缘应合格。
- (3) 校验调速油泵, 盘车电动机空载正常。
- (4) 检查减温减压器处于良好的备用状态。
- (5) 一切完备后联系值长, 可逐渐减负荷。

2.2 减负荷

- (1) 与主控进行联系, 减负荷, 调速汽门应平稳。同时可向其他机组或减温减压器移热负荷, 注意保持供热压力、温度的稳定。
- (2) 停用 1 号、2 号高压加热器。
- (3) 切除调压器, 关闭供热门, 停止抽汽供热。
- (4) 停止二抽向除氧器供汽。
- (5) 调整轴封汽压力, 切换到新蒸汽供汽, 保持凝汽器真空。

2.3 停机

- (1) 注意电气系统发来信号, 待接到电气系统发来“汽轮机注意”、“发电机已解列”信号后, 注意调速系统的运行状态, 调速系统应能维持空转, 如解列后转速上升, 应立即打闸停机。
- (2) 开出调速油泵。
- (3) 手拍危急遮断器, 关闭主汽门, 并向锅炉发出“锅炉注意”、“停机”信号。
- (4) 根据油温, 风温进行调整冷却水, 调整轴封的压力。
- (5) 关电动主汽门, 主汽隔绝门, 开疏水。
- (6) 转子静止时, 真空到 0, 停止轴封供汽。

(7) 机轴静止后,投入盘车,进行连续盘车,并记录转子的惰走时间。

(8) 开启疏水膨胀箱上所有疏水阀门。

(9) 解除机组各套保护。

3 投热负荷操作 (以 0.981MPa 抽汽为例)

3.1 调压器投入操作

(1) 检查调压器在切除位置,绿灯亮,调压器手轮全松。二次油压在全松位置,油压在 0.14MPa,旋转隔板全开。

(2) 向调压器波纹管脉冲室注满凝结水,松开调压器底部放空气螺塞,使调压器脉冲室充满水,水从排气孔溢出后旋紧螺塞,关闭注水门。

(3) 缓慢开启一级抽汽到脉冲室阀门 (0.009 8MPa/min),直至全开。

(4) 顺时针 (投入方向) 缓慢旋转节流孔控制手轮。

(5) 开启 2 号脉冲油,使油压逐渐建立,压力在 0.37MPa,此时中压油动机活塞向上移动,徐徐关小旋转隔板,抽汽压力逐渐升高,如抽汽压力已高于供汽压力很多时,则必须减小电负荷,然后再进行供汽操作,当抽汽压力达到 0.784 MPa 时即可投入调压器电磁阀。

(6) 按下调压器电磁阀“投入”按钮,见红色指示灯亮,调压器电磁阀动作往左移动,此时滑阀由高压油顶住状态切换成由抽汽压力控制状态。

(7) 逆时针 (增压方向) 手摇调压器手轮 (压缩弹簧) 使抽汽压力达到要求值 (约大于外热网供汽压力 0.029 4MPa)。调整过程中,必须注意主蒸汽流量。

(8) 缓慢开启供热电动门,每分钟不大于 2.5t/h。

3.2 调压器切除操作

(1) 顺时针 (减压方向) 缓慢放松调压手轮,直至全部松开,并渐渐关小供热电动门,逐渐减去热负荷,同时根据主蒸汽流量控制电负荷。

(2) 按下调压器电磁阀“切除”按钮,绿色指示灯亮,调压器电磁阀动作往右移动,高压油把滑阀顶足,调压器出系。

(3) 逆时针 (切除方向) 手摇 2 号脉冲油节流孔手轮,直至全关。2 号脉冲油压逐渐降低,中压油动机活塞向下移动,徐徐开大旋转隔板,直至全开。

(4) 关闭一级抽汽至脉冲室阀门。

4 安全保护

4.1 热电联产机组安全性要求

(1) 供汽压力保护。运行中应保证供汽压力在正常范围

内,设置背压汽轮机的背压和抽汽式汽轮机的调整抽汽压力上限和下限保护装置,在机组或热网运行不正常而引起压力超限时能发出信号和警报,及时采取措施恢复其压力,必要时能立即停止供汽。

(2) 加热器水位保护。加热器的水侧压力一般高于汽侧压力,加热器管束爆裂时热水将经抽汽管道进入汽缸,造成汽轮机进水事故,危及汽轮机的安全。因此,供热机组的回热系统和热网加热器系统应设置可靠的满水保护系统。

(3) 超速保护。热电联产机组在甩负荷时如果不能与热网隔离,则热网管道的余汽和热网中其他机组的供热以及冷却低压部分的冷却蒸汽将会引起汽轮机的超速。因此,在机组甩负荷时要注意抽汽止回阀的快速关闭;在机组停役时要特别注意抽汽止回阀和截止阀的阀位,防止热网汽的倒灌。

4.2 热工信号

(1) 汽轮机超速。超速 8%,报警;超速 12%,停机。

(2) 润滑油压。润滑油压 0.08MPa 表示润滑油压低,报警;润滑油压小于 0.055MPa,报警;交流润滑油泵自启动;润滑油压小于 0.04MPa,报警;直流润滑油泵自启动;润滑油压小于 0.02MPa,报警,停机;润滑油压小于 0.015MPa,报警,跳盘车。

(3) 抽汽压力。抽汽压力高,报警;抽汽压力高,停机。

(4) 振动。轴承振动大,报警;轴承振动大,停机。

(5) 轴向位移。轴向位移 -0.6mm,报警;轴向位移 +0.8mm,报警;轴向位移 -0.8mm,停机;轴向位移 +1.4mm,停机。

(6) 凝汽器真空。凝汽器真空低,报警;凝汽器真空低,停机。

(7) 凝汽器热井水位。凝汽器热井水位高,报警;凝汽器热井水位低,报警。

(8) 油箱油位。油箱油位高,报警;油箱油位低,报警。

(9) 轴承温度。支承轴承、推力轴承、回油温度大于 65℃,报警;支承轴承、推力轴承、回油温度大于 75℃,停机;轴瓦及推力瓦块金属温度大于 85℃,报警;轴瓦及推力瓦块金属温度大于 100℃,停机。

(10) 发电机主保护动作。停机。

(11) 抽汽阀关闭。报警。

(12) 抽汽阀联动。主汽门关闭,联动抽汽阀关闭;发电机脱网,联动抽汽阀关闭;手动试验,联动抽汽阀关闭。

第 5 章 汽轮机的工况图

工况图是以曲线的形式表示机组新蒸汽量 D_0 、电功率 P_e 、热负荷 Q_h 以及对机组经济性有影响的其他参数之间的关系。利用工况图可以看出热电联产汽轮机可能的工作范围以及确定机组热经济性，概念直观，利用方便，对于大量实际工程任务又有足够的精度，在热电厂的运行和设计中具有广泛的用途。

工况图的绘制是以制造厂的基本热力计算和变工况计算为基础的，也可以机组的热力试验结果为基础进行绘制。但是考虑到机组的运行条件的特点以及试验的水平等各种因素，根据试验资料绘制的工况图可能与制造厂所提供的不同，它是反映实际运行条件的工况图。

1 背压汽轮机的工况图

背压式汽轮机利用排汽向外供热，热用户作为它的冷源，它是典型的热电联产汽轮机。由于背压式汽轮机具有“以热定电”的特性，因此背压机组的热负荷 Q_h 和电功率 P_e 是一个参数。当背压式汽轮机的热负荷 Q_h 发生变化时，其汽耗量 D_0 和电功率 P_e 随之变化。根据背压式汽轮机的功率方程式，通过对背压汽轮机变工况计算，可以确定其汽耗量与电功率的关系。

$$D_0 = D_n + d_0 P_e \quad (11.5-1)$$

式中： d_0 为微增汽耗率， kg/kWh ； D_n 为空载汽耗量， kg/h 。

图 11.5-1 所示为背压汽轮机的工况图。为了便于比较，图中还绘制了初参数和容量相同的凝汽式汽轮机汽耗线（图中虚线）。背压式汽轮机工况特性与凝汽式相似，近似于直线，但由于背压式机组的蒸汽焓降远远低于凝汽式机组，其

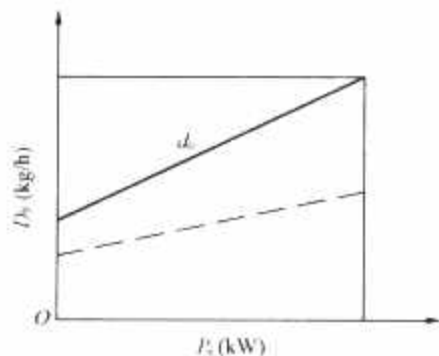


图 11.5-1 背压式机组的工况曲线
(实线为背压机，虚线为凝汽机组)

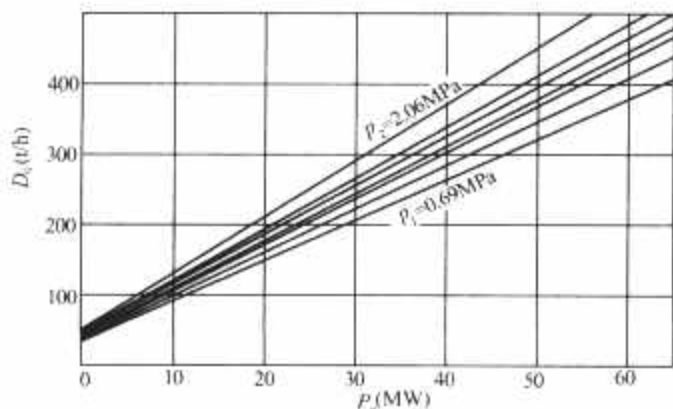


图 11.5-2 P-50-130 背压汽轮机的工况图

空载汽耗 D_n 和微增汽耗率 d_0 远比凝汽式机组大。图 11.5-2 所示为 P-50-130 背压汽轮机的工况图，图中表示了不同背压下的工况。

2 单抽汽式汽轮机的工况图

由于一次调节抽汽式汽轮机可以单独满足热用户热负荷 Q_h 和电功率 P_e 的要求，其工况图与背压汽轮机相比就是增加了一个参数热负荷 Q_h (用供热抽汽量 D_h 表示)，相应的工况图可表示为

$$F(D_0, P_e, Q_h, P_h) = 0 \quad (11.5-2)$$

对于一次调节抽汽式汽轮机，抽汽压力 P_h 变化的影响，可用修正曲线来修正，引起的误差在允许范围内。把 P_h 分出后，工况图的关系为

$$F(D_0, P_e, Q_h) = 0 \quad (11.5-3)$$

从汽轮机通流热力原理来看，完全可视作一台背压式前置机与一台按定压运行的纯冷凝式后置机的叠加，即一次调整抽汽式汽轮机可以认为由装在一个轴上的一台供热汽流背压式机组和一台凝汽流凝汽式机组叠加所组成，如图 11.5-3 所示。其供热量可以随外界热负荷的变化利用调整抽汽量而变化，电功率可以随着电负荷而变化，不受热负荷限制，克服了背压机组以热定电的缺点。若不对外供热，只有纯凝汽部分运行，称为凝汽工况，但该机在供热工况有最小凝汽流量的限制。

由于一次调节抽汽的汽轮机相当于一台背压机和一台凝汽机的组合，因此其汽耗量 D_0 与电功率 P_e 、供热量 Q_h 的解析式可以写为

$$D_0 = D_0^k + D_0^h - (d_0^h - d_0^k)n + d_0^k P_e + (d_0^h - d_0^k)mQ_h \quad (11.5-4)$$

式中： d_0^k 为凝汽流发电的微增汽耗率， kg/kWh ； d_0^h 为供热汽流发电的微增汽耗率， kg/kWh ； D_0^k 为凝汽流发电的空载汽耗量， kg/h ； D_0^h 为供热汽流发电的空载汽耗量， kg/h ； m 为微增热化发电率， kW/GJ ； n 为生产热能的空载功率， kW 。

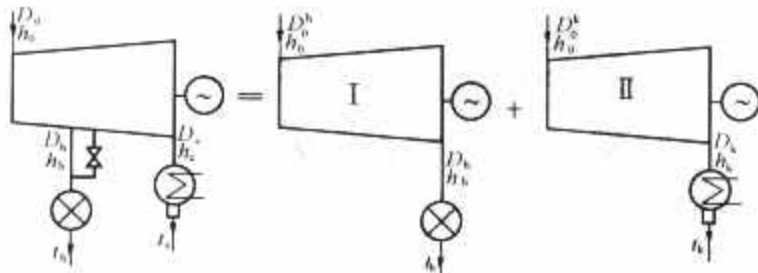


图 11.5-3 单抽式供热汽轮机

为了讨论方便及使图形简化，假定高、低压缸的理想焓降和内效率都不随流量而变，于是其功率与流量之间成直线关系，如图 11.5-4 所示。

图 11.5-4 中， ab 线是纯供热工况线， ab 线在图上的位置已考虑了最小凝汽量。 $a'b'$ 线所表示的则是不考虑最小凝汽量时的纯供热工况。工况图上的 b 点是高压缸的最大进汽量在纯供热情况下所能发出的功率(额定功率 P_{e0})。 bc 线所示的是高压缸最大进汽量时，汽轮机的可能工况，要把功率

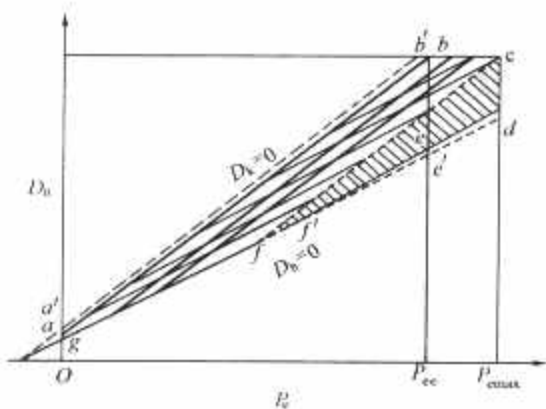


图 11.5-4 单抽供热汽轮机的工况示意图

从 b 点提高到 c 点,就必须增加凝汽量,所以 b 和 c 虽然都处在高压缸进汽量最大,但它们的凝汽量不同。 c 点又决定了低压缸的设计流量,也就是说在这个设计流量下,在额定抽汽压力和一定抽汽量时,汽轮机能发出最大功率 P_{emax} 。 cf 线是低压缸在设计通流量下(平行于 ab) ,抽汽压力维持额定的可能工况,要想使汽轮机的工况沿 cf 线进行,只有把抽汽量相应地减小。

当低压缸在设计通流量下工作时,汽轮机在纯凝汽工况下所能承担的最大负荷是图 11.5-4 上的 f 点,而这个负荷比额定功率小得多,但这并不说明汽轮机在凝汽工况不能发额定功率。当低压缸进汽阀全开时,低压缸的蒸汽通流量取决于调节抽汽室蒸汽压力。如果把抽汽室压力提高,就可以使低压缸蒸汽量超过额定值。或者说把低压缸进汽量提高到超过它的设计值时,调节抽汽室压力就会自发升高。因此,当汽轮机在凝汽工况时,不仅可以把负荷提高到额定值,还可以把它提高到最大值。

但是,由于低压缸此时不是在设计条件下运行,所以在这种工况下汽轮机低压缸以及整个汽轮机的相对内效率就要降低。这个情况使得凝汽工况线 $gfed$ 有折点 f 。

图 11.5-4 中打上斜线的三角形面积 fcd 表示了一个特定的区域,在这个区域内抽汽压力会不受控制的变化。该区域称压力自发升高区。很明显,不希望这个区的面积太大。无论如何,在汽轮机额定功率及抽汽量为零的情况下(e 点),抽汽室压力不应超过调节的上限。根据这个要求,有时就要改变低压缸的设计通流量,把这个流量加大,如虚线 $e'f'$ 。它就表示了低压缸设计通流量改变后的情况。

由此可见,工况图的限制线为低压缸的最大流量线、最大新汽量线、最大功率线和最小凝汽量线。

在这些限制线内称为混合区,它由两组平行的线所组成,一组为等抽汽 D_k 线,它和凝汽工况线平行。另一组是等凝汽流 D_k 线,它和背压工况线平行。

有了工况图之后,如果给定了 D_0 、 P_e 、 D_k 和 D_k 中任

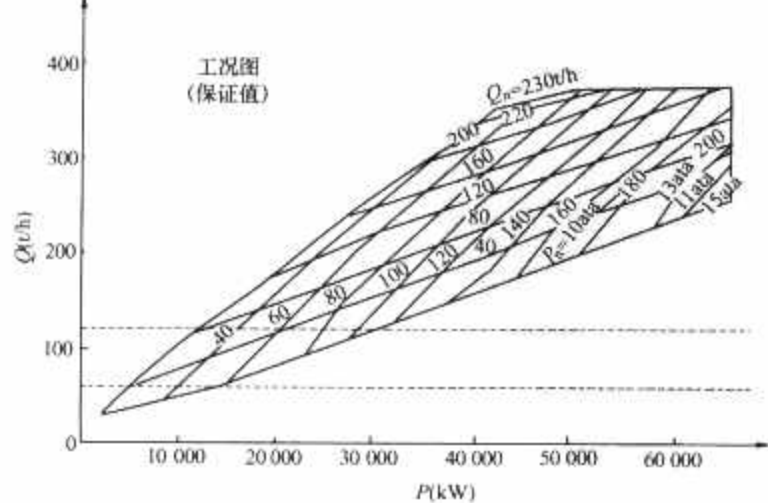


图 11.5-5 C50-90/13 型一次调节抽汽汽轮机工况图

意两个量就可很快地求出其余两个变量。

图 11.5-5 为 C50-90/13 型一次调节抽汽汽轮机工况图。

3 双抽汽式汽轮机的工况图

双抽供热汽轮机可以生产电能,并有两个不同抽汽压力的调整抽汽,工业抽汽(高压抽汽)供给蒸汽用户,采暖抽汽(低压抽汽)供给采暖用户。它们可以按三种负荷工况(一种电负荷和两种不同的热负荷)运行,这三种负荷可以很大程度上独立调节。它的工况图如果用方程表示,可写为

$$F(D_0, P_e, Q_k^1, Q_k^2) = 0 \tag{11.5-5}$$

上式中有 4 个变量,其中 P_e 、 Q_k^1 (对应供热抽汽量 D_k^1) 和 Q_k^2 (对应供热抽汽量 D_k^2) 是独立变量,它符合该汽轮机可接三种不同的负荷工况运行的特点。因上式中有 4 个变量,在工况图上就必须用辅助图形表示。如果用解析式表示,则相当于两台背压机组和一台凝汽机组的组合,如图 11.5-6 所示。

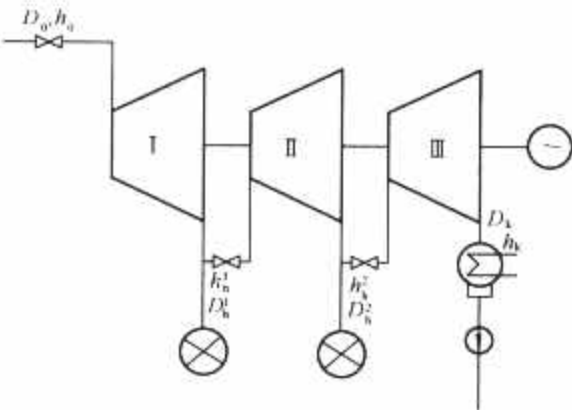


图 11.5-6 双抽汽供热汽轮机系统简图

双抽汽供热汽轮机的工况图用图形的方式表述如图 11.5-7 所示。双抽汽供热汽轮机的工况图有上、下两个象限,两个象限共用一个横坐标发电功率 P_e , 上象限的纵坐标为新蒸汽量 D_0 , 下象限的纵坐标是采暖抽汽量 D_k^2 (表示供热量 Q_k^2)。

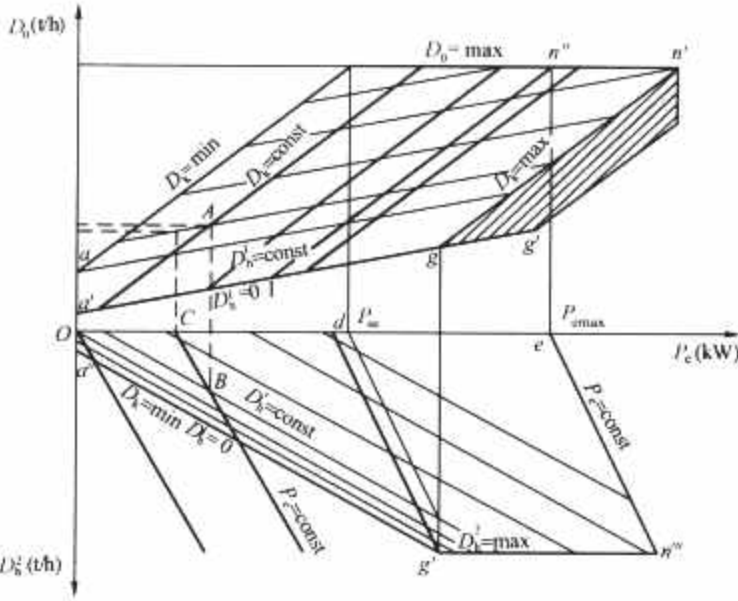


图 11.5-7 双抽汽供热汽轮机工况图

上象限中绘制了汽轮机采暖抽汽 D_k^2 为零时的工况图,与一次调节抽汽汽轮机的工况图一样。因此,只有在采暖抽汽 D_k^2 确实为零的情况下,才可以利用工况图的上象限,所求的各量才有真实意义。上象限中的一系列几乎平行的斜线反映的是不同工业抽汽流量 D_k^1 下,新蒸汽流量 D_0 与发电功率 P_e 之间的变化关系,其中的限制线为最大新蒸汽量工况线、最大电功率工况线、最小凝汽量工况线、最小电功率工

况线和纯凝汽工况线(最小工业抽汽量线)。

下象限中绘制了汽轮机采暖抽汽 D_2 不为零时的工况图。下象限中的一系列几乎平行的斜线反映的是不同工业抽汽流量 D_1 和新蒸汽流量 D_0 下, 汽轮机容许的最小凝汽量工况线。其中横坐标对应的功率实际上并不是汽轮机的真实发电功率, 而是一个假想采暖抽汽量为零, 相同工业抽汽量和新蒸汽量在上象限所对应的假想发电功率, 实际发电功率可以通过变工况计算获得, 并将实际功率以纵坐标值为零在横坐标上表示出来, 实际功率点与假想功率点相连, 形成近似平行的等功率线。因此, 下象限的图就是由相互平行的允许最小凝汽量工况线和等功率线以及其他限制线所组成。下象限的主要限制线有工业抽汽为零时的最小凝汽量工况线、最大新蒸汽量工况线、最小电功率工况线和采暖抽汽量为零线。

图 11.5-8 为利用 ABB 公司生产的 NC200-8.83/0.988/0.1703 型非再热双抽汽供热汽轮机设计数据, 根据供热汽轮机变工况计算绘制的 NC200-8.83/0.988/0.1703 型非再热双抽汽供热汽轮机工况图。

该汽轮机主汽阀前压力 8.83MPa, 主汽阀前温度 535℃, 工业抽汽压力 0.988MPa, 工业抽汽温度 245℃, 额定工业抽汽量 120t/h, 最大工业抽汽量 456t/h, 采暖抽汽压力 0.1658MPa, 额定采暖抽汽量 424.256t/h, 最大采暖抽汽量 500t/h, 背压 5.3kPa, 最大进汽量 800t/h, 给水回热加热器为 2 高、3 低、1 除氧, 纯凝工况下保证出力超过 200MW, 单抽额定工业抽汽工况下出力为 199.4~201MW。额定工业抽汽和采暖抽汽量下, 汽轮机机组发电功率为 140~155MW。工况图说明如下:

上象限中: AB 为最大电功率工况线; BC 为纯凝汽工况线; CD 为最小电功率工况线; DE 为最小凝汽量工况线; EF 为最大工业抽汽量工况线; FA 为最大新蒸汽量工况线。

下象限中: $G'A'F'$ 为最大新蒸汽量工况线; $E'F'$ 为最大工业抽汽量工况线; $D'E'$ 为采暖抽汽量为零工况线; $D'C'$ 为最小电功率工况线; $C'B'$ 为工业抽汽量为零工况线; $B'G'$ 为最大采暖抽汽量工况线。

根据变工况计算程序绘制的工况图, 可以看出工况图是由一系列近似平行的直线族所构成。具体说来, 上象限包括:

- (1) 工业抽汽量介于 0 和最大值之间的从 BC 到 EF 的近似平行直线族。
- (2) 新蒸汽量由最大值逐渐减小的从 AF 向下的近似平行直线族。
- (3) 电功率介于最小值和最大值之间的从 DC 到 AB 的近似平行直线族。

下象限包括:

- (1) 工业抽汽量介于 0 和最大值之间的从 $C'B'$ 到 $E'F'$ 的近似平行直线族。
- (2) 新蒸汽量由最大值逐渐减小的从 $G'A'F'$ 向左的近似平行直线族。
- (3) 电功率由最小值逐渐增大的从 $D'C'$ 向右的近似平行直线族。
- (4) 采暖抽汽量介于 0 和最大值之间的从 $D'E'$ 到 $B'G'$ 的近似平行直线族。

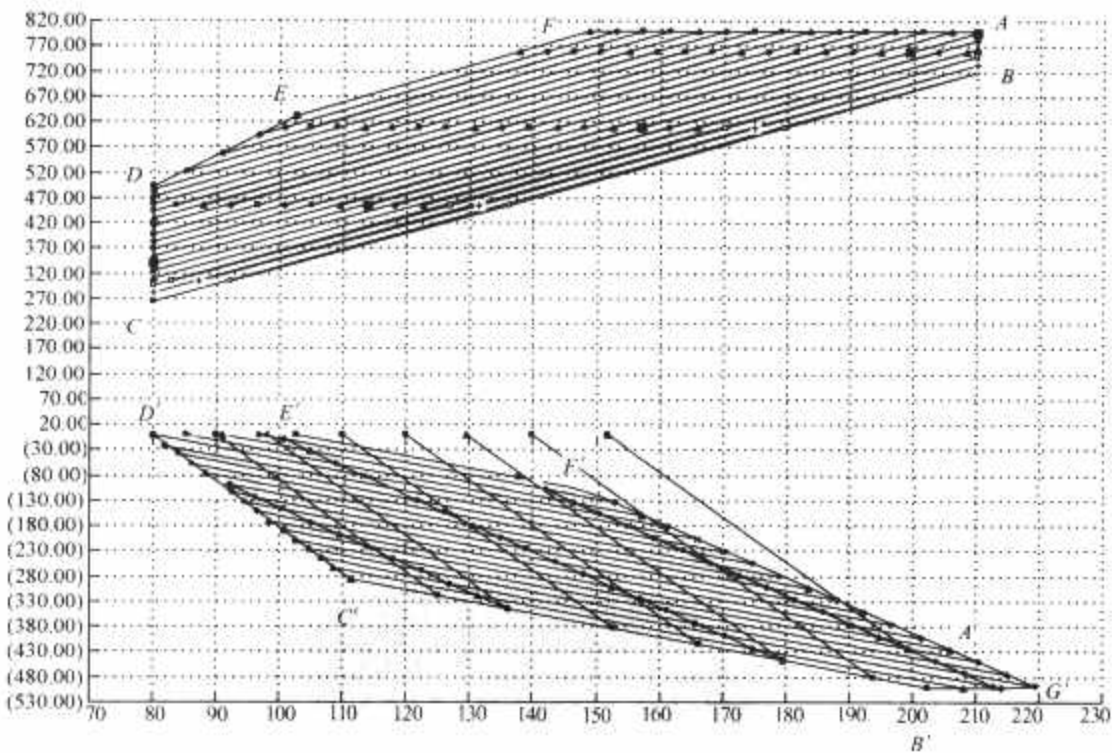


图 11.5-8 NC200-8.83/0.988/0.1703 型非再热双抽汽供热汽轮机工况图

第6章 分布式发电冷热电联产

1 分布式发电

1.1 分布式发电的基本概念

分布式发电是一种建设在用户端的发电方式,既可独立运行,也可并网运行。分布式发电高效、节能、环保,目前许多发达国家已可以将分布式能源综合利用效率提高到90%以上,大大超过传统用能方式的效率。

分布式发电是相对传统的方式而言,是指将冷热电系统以小规模、小容量模块化,分散布置在用户附近,可独立地输出冷、热、电能的系统。

分布式是指以天然气、煤层气或沼气为燃料的燃气轮机、内燃机、微型燃气轮机发电,太阳能发电,以天然气、氢气为燃料的燃料电池发电,生物质能发电,小型风力发电等。由于它在效率、能源多样化,环保、节能等多方面的优势,其应用范围相当广泛,可用于医院、疗养院、大型商厦、办公楼、宾馆、体育馆等。

1.2 分布式发电的主要特征

1.2.1 高效性

由于分布式能源可用发电后工质的余热来制热、制冷,因此能源得以合理的梯级利用,可根据自己所需来向电网输电和购电,从而可提高能源的利用效率(可达60%~90%)。

由于其投资回报的周期较短,因此投资回报率高,可降低一次性的投资和成本的费用。靠近用户侧的安装可就近供电,因此可降低网损(包括输电和配电的网损)。

1.2.2 环保性

采用天然气做燃料或以氢气、太阳能、风能为能源,可减少有害的排放总量,减轻环保的压力。大量的就近供电减少了大量远距离高电压输电线的建设,由于减少了高压输电线的电磁污染,也减少了高压输电线的线路走廊和相应的征地面积,减少了对线路下树木的砍伐。分布式能源系统由于实现了优质能源梯级合理利用,能效可达80%以上,超过燃煤火电机组一倍,SO₂和固体废弃物排放几乎为零,温室气体(CO₂)减少50%以上,NO_x减少80%,TSP减少95%,占地面积与耗水量减少60%以上。

1.2.3 能源利用的多样性

由于分布式能源可利用多种能源,如清洁能源(天然气)、新能源(氢气)和可再生能源(生物质能源、风能和太阳能),并同时为用户提供电、热、冷等多种能源应用方式,因此是节约能源、解决能源短缺、能源危机和能源安全问题的一种很好的途径。

1.2.4 调峰作用

采用以天然气为燃料的燃气轮机热、冷、电三联供系统,不但可以解决冬夏季的供热与供冷的需要,同时也提供了一部分电力,由此可降低电力峰荷,起到了电力调峰的作用。

1.2.5 安全性和可靠性

当大电网出现大面积停电事故时,分布式发电系统仍可

保持正常运行。由于分布式发电系统简单,易于再启动,有利于大电力系统在崩溃后的黑启动,由此提高了供电的安全性和可靠性。

1.2.6 减少国家配电投资

就地组合协同供应节省电网投资、运行费和损失。

1.2.7 边远地区的供电问题

由于我国许多边远及农村地区远离大电网,因此难以从大电网向其供电,可采用太阳能发电、小型风力发电和生物质能发电等分布式发电系统。

1.3 分布式发电的国内外发展状况

1.3.1 国外发展状况

由小型燃气轮机(内燃机)、余热锅炉、溴化锂制冷机组组成的小型全能量系统(也称第二代能源系统或分布能源)可以统一解决电、热、冷供应,在国外得到迅速发展。

(1) 美国是最早发展分布式发电的国家之一,自20世纪70年代开始开发以来,美国已有6000多座分布式能源站,全球大多数商用分布式发电设备是由美国提供的。未来20年中分布式能源将占未来新增发电容量的20%。

(2) 日本因为能源不足,较早的使用了分布式发电系统,且十分重视其与大电网的相互关系。日本还研制了各种先进的分布式发电产品,如各种用于发电的燃料电池、太阳能光伏电池等。

(3) 欧盟各国特别注意采用以可再生能源为主体的分布式发电技术的应用,如德国、荷兰等利用安置在屋顶的太阳能光伏发电系统,开发零排放的供电系统。英国由于大量采用天然气作为发电的燃料,因此,大量发展楼宇式热电联产(BCHP),用于医院、酒店、写字楼、娱乐中心、学校、政府机构等(已有1000多套小型装置)。丹麦是利用生物质能较好的国家。

据国际分布式能源联盟统计,截至2004年底,世界各国分布式能源装机及发电量占总装机和总发电量的比例见表11.6-1。

表 11.6-1 世界各国分布式能源装机及发电量
占总装机和总发电量的比例

序号	国家	总装机容量 (GW)	分布式能源总容量 (GW)	占总量百分比 (%)	总发电量 (TWh)	分布式能源总发电 (TWh)	占总量百分比 (%)
1	美国	1031.7	80.0	7.8	3945.6	160.3	4.1
2	英国	78.5	4.9	6.2	376.8	24.4	6.4
3	日本	268.0	36.0	13.4	1094.0	174.0	15.9
4	印度	112.0	5.2	4.6	535.0	16.5	3.1
5	德国	115.0	22.8	19.8	560.0	100.8	18.0
6	法国	105.9	7.0	6.6	542.3	26.6	4.9
7	加拿大	117.0	14.0	12.0	580.0	65.0	11.0
8	巴西	88.7	3.5	3.9	350.0	11.5	3.3
9	阿根廷	23.8	0.5	2.1	94.8	1.8	1.9

由表 11.6-1 可见, 目前世界各国的分布式发电量占其总发电量的比例还不是很大, 除了日本和德国外, 一般不超过 10%。据国际分布式能源联盟估计, 目前全世界分布式能源的份额从 2002 年的 7.0% 增加到 2004 年的 7.2%, 并且还有继续增加的趋势。

1.3.2 国内分布式发电的现状

在我国大机组、大电厂、大电网是主导方向, 但由于分布式发电在效率、能源多样化, 环保、节能等多方面的优势逐渐被人们接受。经过北京、上海、广东、成都等一批工程实现, 这种小型全能量系统, 具有明显的经济效益、环保效益和社会效益, 已经开始得到较快的发展。

我国分布式能源已实现热电联产和热电冷联产的情况见表 11.6-2。

表 11.6-2 分布式能源总的情况		
序号	地 区	已投产的工程
1	上海市	4 项工程总计 6225kW
2	北京市	3 项工程总计 5467kW
3	广东省	2 项工程共计 1847kW, 另有柴油内燃机改造 216 万 kW
4	其他省、市、区	胜利油田胜利机械集团生产的燃气内燃机已销往全国 29 个省市的煤气、瓦斯气、焦化尾气、沼气、炭黑气、油田页岩气、酒精气等发电市场已投产的共 838 500kW
5	全国合计	301.204 万 kW

1.4 分布式发电的主要设备

1.4.1 分布式发电的容量与机型

分布式能源容量大小可分为小型燃机热电冷联产 (CHP 或 CCHP) 和燃气—蒸汽联合循环热电联产或热电冷联产。前者的发电主要是自用, 后者的发电主要用于上网, 加入大电力系统供电。

(1) 小型燃机热、电、冷联产主要由燃机 (燃气轮机、燃气内燃机、微型燃气轮机)、余热锅炉、溴化锂制冷机等设备组成, 适用于楼宇型或小区联层实现热电冷联产。

(2) 燃气—蒸汽联合循环热电厂主要由燃气轮机、余热锅炉、吸收式制冷机、蒸汽轮机和补燃装置等设备组成, 一般适用于区域性热电厂大型企业自备热电站或大中型热电厂。

1.4.2 设备选型

正确选型首先需要深入了解每一种设备的特性。虽然我们选择的技术和设备是很多的, 但是由于项目的特性、用途、规模和资金情况决定了必然只有一种技术是最合适的。

(1) 燃气轮机。在分布式能源项目中, 我们主要使用的是小型燃气轮机, 500~1000kW 以下机组。小型燃气轮机发电效率一般在于 20%~35% 之间, 个别机组可达到 40%, 余热全部是高质量的烟气, 温度 500℃ 左右, 非常便于回收。热电联产效率一般在 75%~85% 之间。燃气轮机余热的烟气中含氧超过 15%, 可以再加入燃料补燃。因为补燃是在 500℃ 左右的基础温度以上燃烧, 燃料基本没有浪费, 在排放允许的范围内, 补燃可以至少再增加 1.5 倍的供热量, 非常节能。燃气轮机运行成本比较低, 大修周期 30 000h 左右。该技术最具有代表性的应该是美国 Solar 透平公司的产品, 因为该公司占世界小型燃气轮机市场的 70% 以上。

(2) 微型燃气轮机。它将燃气轮机微型化、简单化, 并

结合先进的回热技术、永磁发电技术、电力变频控制技术和智能控制技术进行了优化整合, 使其成为一种家电化的能源设备。由于将燃气轮机复杂的转子一次精密铸造成一个轮盘, 让其浮在空气或磁悬浮轴承上高速旋转, 带动永磁发电机高频发电, 再变频到用户需求的负荷供电。这一工艺使维护成本和检修寿命得到根本改观。微型燃气轮机大修周期 3 万~5 万 h, 每半年换一次油滤, 每一年换一次机油和空气过滤器, 清洗一下燃料过滤器。微型燃气轮机发电效率 12%~28%, 热电综合效率 75%~90%, 烟气温度 278~550℃。微型燃气轮机可以模块化组合使用。

(3) 燃气内燃机。燃气内燃机由燃烧天然气推动活塞, 而活塞再带动曲轴旋转, 进而转动发电机之发电方式, 与一般柴油内燃机差异处仅为燃料差异以及点火系统不同。依照其引擎转速区分为中速 (275~1000r/min) 与高速 (1000~6000r/min) 两种型态, 而低速 (60~275r/min) 型燃气内燃机目前仍处于开发阶段, 尚未进行商业运转。

高转速燃气内燃机由于受机械强度的限制, 适合小容量发电设备, 装置容量仅为 10~1500kW, 目前多用于城市大楼或公共设施供电与供热之用。

中转速机种则为目前全球燃气内燃机之主流, 一般单部发电机之装置容量为 1000~8000kW, 少数机种可达 1 万 kW 以上, 由多部发电机并联发电后, 适用于一般热电厂与工业用户。国外燃气内燃机厂商已开发出双燃料系统 (Dual Fuel), 即内燃机除了可使用天然气为燃料之外, 也可使用重油等燃料, 提升燃料的选择性。

以单部发电机而言, 燃气内燃机之装置容量明显比燃气轮机小, 由于燃气轮机具有规模经济特性, 一般适用于总装置容量在 5 万 kW 以上之热电厂或工业用户, 由 2~3 部燃气轮机供电; 而在 5 万 kW 以下较适用多部燃气内燃机并联供电。而燃气内燃机电厂总热电效率为 70%~85%, 接近双循环燃气轮机之电厂。

在地理区域适应上, 燃气轮机明显受到海拔高度与气温影响而降低效率且增加建置成本, 因为燃气内燃机是采用稀薄燃烧 (Lean Burn) 技术, 弥补高海拔与高温地区因为空气含氧量较低所导致燃烧不完全现象, 故燃气内燃机相对于燃气轮机之地理适应性较佳。此外, 燃气内燃机在负载率 50% 以上之运转效率都相当稳定, 启动、关闭或调整机组仅需数分钟即可完成, 其灵活性明显高于燃气轮机。

燃气内燃机具有以下特性:

- 1) 与燃气轮机相同使用天然气作为燃料。
- 2) 设备构造与一般柴油引擎相同, 容易找到维修人员, 减少维修时间。大修周期可达 3 万~6 万 h。
- 3) 位于高海拔或高温地区, 因为燃烧不完全造成输出功率下降程度较小。
- 4) 能够依照用电需求快速调整发电量, 相对于燃气轮机较具有机动性。
- 5) 发电效率高于单循环的燃气轮机, 但接近于双循环的燃气轮机。

目前我国较多的分布式能源采用内燃机造价低、发电效率高的优势, 且楼宇式容量较小, 很多工程选用内燃机。

(4) 外燃机。采用斯特林循环技术的外燃机如同一个蒸汽式活塞发动机, 但工质不是水蒸气, 而是高压氢气。外燃机有一个热腔和一个冷腔, 热腔燃烧加温工质, 推动冷腔活塞运行驱动一个旋转斜盘推动发电机发电。这一技术使活塞不用在热端做功, 既不消耗机油, 也没有变温条件下的摩擦, 所以, 设备几乎不用维护。两年视情况更换机油, 一年

加一次制造氢的去离子水。部件只有内燃机的 50%，大修寿命达到 5 万 h，发电效率 31.5%，热电综合效率 82% 以上，噪音标 5dB（1m），氮氧化物排 8×10^{-6} ，一氧化碳 1×10^{-6} 。而且也可以模块化组合使用，可以 8 台机组为一个 440kW 机组单元。该技术可以使用各种低热值燃料，只要燃料低热值达到 11 180kJ/m³，就可以正常允许发电。它的余热最高 65℃，不足以用于制冷。

分布式发电燃气设备的比较见表 11.6-3。

分布式发电技术比较见表 11.6-4。

表 11.6-3 分布式发电燃气设备比较表

发电燃气设备		燃气轮机	内燃机	微型燃气轮机
余热回收形态		废气：蒸汽	废气：热水或蒸汽；冷却水：热水或蒸汽	废气：热水
发电效率（%）		20~33	25~40	26~30
系统总效率（%）		75~85	75~85	75~85
余热温度（℃）	废气	450~650	400~550	200~300
	换热器后	160~200	150~200	100~140
燃气压力（0.1MPa）		≥10	≤2	5~6
发电机功率（kW）		≥1000	≤600	≤200
参考价格（元/kW）		6000	4000	8000
噪声 dB(A)		罩外 80	裸机 100~10	罩外 80
振 动		振动小，没有必要设置特殊的防振设施	振动小，没有必要设置特殊的防振设施	振动小，没有必要设置特殊的防振设施
氮氧化物对策	燃烧改善	水喷射、蒸汽喷射、预混合稀薄燃烧	稀薄燃烧	
	废气处理	氨脱硫、尿素脱硫	三元催化	
特 点		发电效率低，余热量大，排气温度高，余热容易回收，振动小，罩外噪声小，不用冷却水或需少量冷却水，输出功率受环境温度影响	发电效率高，余热利用复杂，振动大，裸机噪声大，不论进气温度如何，输出功率的变化很小，发电机功率范围广，可选生产厂家多	输出功率受环境温度影响，振动小，罩外噪声小，发电效率低，发电功率小，100kW 以下可切网运行

表 11.6-4 分布式发电技术比较表

发电燃气设备	燃气内燃机	燃气轮机	蒸汽轮机	微型燃气轮机
技术程度	市场商业化	市场商业化	市场商业化	市场早期进入
功率（MW）	0.01~8	0.5~50	0.05~50	0.03~0.25
发电效率（%）	30~43	22~37	5~15	23~26
总热电联产效率（%）	69~85	65~75	80	61~67
纯发电建造成本（美元/kW）	700~1000	600~1400	300~900	1500~2300
热电联产建造成本（美元/kW）	900~1400	700~1900	300~900	1700~2600

续表

发电燃气设备	燃气内燃机	燃气轮机	蒸汽轮机	微型燃气轮机
运转和保养费用（美元/kW）	0.008~0.018	0.004~0.01	≤0.004	0.013~0.02
有效性（%）	≥96	≥98	约 100	95
设备生命周期（年）	20	20	≥25	10
使用燃料	天然气、生物质气体、液体燃料	天然气、生物质性气、柴油	所有液体、气体燃料	天然气、生物质气体
NO _x 排放量（lb/MWh）	0.2~6	0.8~2.4	仅锅炉有排放物	0.5~1.25
热能回收用途	热水、低压蒸汽、区域供热	直接供热、热水、高低压蒸汽、区域供热	高低压蒸汽、区域供热	直接供热、热水、低压蒸汽
热能输出（Btu/kWh）	3200~5600	3200~6800	1000~50 000	4500~6500

2 系统的选择和设备配置

2.1 系统的选择和设备配置的原则

（1）冷热电联供系统宜采用“自发自用”、“联网不上网”的原则，电力不足部分由城市电网供电。应以冷（热）负荷确定发电机组容量，充分利用余热，充分发挥发电能力。燃气冷热电联供能源站的燃机装机总容量宜为所在项目的最大电力负荷的 20%~30%。

（2）在选择冷热电联供系统时，应以“分配得当、各得所需、温度对口、梯级利用”的原则，寻求项目获得较好的经济效益，节约能源。

（3）在确定冷热电联供系统时，应以最小冷负荷、热负荷校核余热量或余热制冷量，确保燃气发电装置在供冷期、供暖期都能保持较高负荷率，一般负荷率平均应在 80% 以上。联供系统的不足冷量应以电制冷、冰蓄冷等方式解决；不足热量应以燃气锅炉、补燃、蓄热的方式解决，条件许可时，尽量采用热泵方式。

（4）根据已确定的燃机发电机组总容量，一个冷热电联供系统宜选择两套发电装置，当容量较大时可选用两套以上发电装置。当冷热电联供的发电装置作为应急发电装置时，应满足规定的应急启动时间等要求。

（5）为合理充分利用燃气发电装置余热，除应按“温度对口”要求设置余热回收设施，并宜将烟气中的冷凝热进行回收，使排入大气烟气温度小于 100℃。

2.2 系统选择

燃气冷热电联供系统及设备配置，应根据核实后的冷、热、电负荷及其变化情况，认真进行多方案的计算和比较确定。

燃气冷热电联供系统的基本类型有：

- （1）燃气轮机+余热直燃机（补燃机）。
- （2）燃气轮机+余热直燃机+电制冷机+燃气锅炉。
- （3）燃气轮机+余热锅炉+蒸汽型吸收式制冷机+电制冷机+燃气锅炉。
- （4）燃气轮机+余热直燃机（补燃型）+电制冷。
- （5）燃气轮机+高压余热锅炉+汽轮发电机+低压余热锅炉+蓄热装置+蒸汽型吸收式制冷+电制冷。

- (6) 燃气内燃机+热水型吸收式制冷+电制冷+燃气锅炉。
- (7) 燃气内燃机+余热直燃机(补燃型)+电制冷。
- (8) 微型燃气轮机+余热直燃机(补燃型)。
- (9) 微型燃气轮机+热水型吸收式制冷+电制冷。

2.3 主要设备的配置

2.3.1 燃气发电装置

(1) 冷热电联供用燃气发电装置可采用燃气内燃机、小型燃气轮机、微型燃气轮机、燃气外燃机(斯特林发动机)和燃料电池等。各类燃气发电装置的特性见表 11.6-5。

表 11.6-5 不同燃气发电装置的特性

燃气发电装置	小型燃气轮机	内燃机	微型燃气轮机	斯特林发动机	燃料电池(SOFC 为例)
容量范围(kW)	500~25 000	5~7000	20~300	1~25	1~1000
发电效率(%)	20~36	25~45	15~30	12~30	45~60
余热回收形态	400~650℃烟气	400~600℃烟气(10%~40%); 30~40℃冷却水(0~15%); 90~98℃冷却水(10%~40%)	300~500℃烟气	200~300℃烟气(20%~30%); 50~60℃冷却水(40%~60%)	300~600℃烟气
所需燃气压力(MPa)	≥1.0	≤0.5	0.5~0.6	<0.6	0.5~0.6
NO _x 排放水平(μg/g, 含氧量 15%)	150~300(无控制时); 25(DLN)	45~200(无控制时); 4~20(SCR)	低排放(9~50)	极低	几乎没有

- (2) 燃气发电装置类型的选择,应根据冷热电联供能源站的规模、燃气供应状况、冷热电负荷的使用特点、一次能源利用率或节能率等进行技术经济比较后确定。为提高一次能源利用率,宜选用发电效率较高的发电装置,如燃气内燃机等。
- (3) 采用燃气内燃机时,应认真分析能源站供应范围内冷热负荷类型、使用特点,合理利用内燃机的各种余热,包括冷却水余热、烟气余热,在做好各运行时段的热平衡的前提下,优先将冷却水余热用于生产、生活供热。
- (4) 采用单循环燃气轮机时,应根据供冷期、供暖期冷热负荷使用特点、冷热负荷变化情况,经技术经济比较后,利用烟气中的氧含量采取补燃措施,补充部分不足热量或冷量。
- (5) 冷热电联供能源站的规模较大时,宜采用燃气轮机发电装置并应根据供冷期、供暖期冷热负荷、使用特点,经技术经济比较,优先采用双压余热锅炉,利用工业汽轮机或背压式汽轮机增加发电能力。
- (6) 冷热电联供能源站的规模较小时,经技术经济比较,在合理、充分利用余热的情况下,在发电效率不小于 28%运行时采用微型燃气轮机。
- (7) 积极支持燃料电池发电装置的开发研究工作,为其产业化应用创造条件。

(8) 根据各类燃气发电装置的噪声水平,按环境保护要求,一般均应采用降噪措施。

2.3.2 余热回收装置

- (1) 根据燃气发电装置余热状态,冷热电联供能源站的余热回收装置可以采用余热锅炉、烟气吸收式冷暖装置、热水型吸收式制冷机、换热装置等。具体工程的选型,应按燃气发电装置类型、冷热负荷及其变化和和提高一次能源利用率的要求,认真进行技术经济比较后确定。
- (2) 采用燃气内燃机时,宜采用烟气吸收式冷暖机和换热装置的组合或热水型吸收式制冷机和换热装置的组合等。

(3) 采用燃气轮机时,宜采用余热锅炉(含双压型)与蒸汽吸收式制冷机、工业汽轮机直联制冷机、换热装置的组合或烟气型吸收式冷暖机或补燃烟气型吸收式冷暖机等。

(4) 采用微型燃气轮机时,宜采用烟气吸收式冷暖机或换热装置与热水型吸收式制冷机组合等。

2.3.3 经技术经济比较可采用不同类型的蓄冷、蓄热装置

(1) 对全天冷、热负荷变化较大的建筑采用冷热电联供系统时,宜采用蓄冷、蓄热装置,如游泳馆、宾馆、医院等的热水供应所需热负荷,根据热负荷大小和变化曲线选择一定容量的蓄热装置。文化体育设施、写字楼、宾馆等全天空调负荷变化较大,可根据空调使用时间冷负荷及其变化曲线,为均衡“联供”的发电能力、余热利用或利用城市电网谷段电力,经技术经济比较,设置一定容量的冰蓄冷装置,条件许可时也可采用水蓄冷装置。

(2) 能源站增设蓄冷、蓄热装置都将增加建设投资,应认真核算增量投资的回收年限,并不超过规定的范围。

(3) 采用冰蓄冷或水蓄冷装置时,其电制冷机的选型应与冷热电联供系统中的电制冷设备选型一致或选用双工况电制冷机。蓄冷、蓄热均应设置完善的自控装置。

2.3.4 电制冷机和热泵

(1) 为适应目前冷热电联供系统生产的电力“自发自用”的原则,提高能源站的经济效益和一次能源利用率,冷热电联供系统应设有一定容量的电制冷能力,一般宜大于或等于 50%设计冷负荷。

(2) 电制冷机类型应根据能源站的规模选择,宜选用能效系数较高的离心式、螺杆式电制冷机。

(3) 充分发挥供热季燃气发电装置的发电能力,在条件适宜时经技术经济比较优先采用热泵供热,提高 CCHP 系统的经济效益和一次能源的利用率。

(4) 热泵的热源有土壤换热器、设回灌的水源井、污水或河水等,条件许可时优先采用土壤换热或污水、河水等形式。

(5) 采用热泵装置时,其电制冷机的选型应与冷热电联供系统中的电制冷设备选型一致。热泵装置应设完善的自控装置。

2.3.5 燃气锅炉或补燃设施

(1) 冷热电联供系统在供暖季的不足热量应优先采用蓄热、热泵供热等,若仍不能满足需要时才能采用燃气锅炉解决尚不足热量或峰值热负荷。燃气锅炉热效率应大于 90%。

(2) 采用燃气轮机发电装置时,为充分利用燃气轮机排出烟气中含氧量,经技术经济比较,宜在供热期采用补燃方式供热。

3 技术经济评价

3.1 经济效益

3.1.1 建设投资、回收年限

(1) 冷热电联供能源站的建设投资包括燃气发电装置、余热利用设施、供冷设施、供热设施、电力变配电和相关辅助设施等。在进行“联供”与电力生产、供冷供热分产建设投资比较时,宜采用联供单位发电量与大中型火力发电装置单位发电量建设投资进行对比,但应将“联供”建设投资中的供冷、供热设施的建设投资扣除后计算。

(2) 建设投资回收年限的计算方法有两种。第一是按冷热电联供能源站的建设投资,包括建筑工程、设备购置和安装、各种费用和预备金等与售冷、售热和售电(不包括能源站自用电)的收入进行计算。第二是按增量建设投资计算,即以采用“联供”后增加建设投资与“分产”减少的能源费计算。由于目前冷价、热价的不确定性,采用第一种方法难于做到“统一”,一致性差;而采用第二种方法中的燃气价、电价是有明确的“规定价”或市场价,容易做到统一基准,一致性好。一般按增量投资法计算的“联供”回收年限为3~5年。

3.1.2 运行费

冷热电联供的运行费包括燃气等能源费(含水消耗等)、设备和设施折旧费、维护管理费(含人员工资、各项契税、材料和工具费等),一般能源费占运行费的70%,采用燃气轮机发电装置($\eta_e=28\%$, $\eta_h=50\%$)时的单位发电成本约为0.41元/kWh。

3.1.3 年运行时间

(1) 运行时间的长短与冷热电联供能源站的年经济效益密切相关。对于不同使用功能的建筑或建筑群,其年运行小时数是不相同的,北京地区的商业建筑、宾馆、交通设施、写字楼等类建筑,冷热电联供能源站供冷期、供热期等总计的年运行时间应为4000~5000h;工业企业类也应大于此运行小时数。若供冷期、供热期总计的年运行时间达不到4000h,应认真进行技术经济比较,经济效益明显时才能采用冷热电联供系统。

(2) 冷热电联供能源站的年运行小时的计算,应对能源站的每台燃气发电装置进行核算,各台燃气发电装置的年运行时间都应大于4000h。

3.1.4 燃气发电装置的负荷率

燃气发电装置的负荷率每降低10%,将减少经济效益7%左右,因此,冷热电联供系统的各台燃气发电装置的负荷率宜大于85%。

3.1.5 燃气冷热电联供与燃气直燃机

(1) 采用燃气直燃机,一机两用——夏季供冷、冬季供热,运行管理方便。但是燃气直燃机与冷热电联供系统相比,既不节约能源,经济效益也差,更不能做到一次能源的梯级利用。

(2) 根据估算,采用燃气轮机的CCHP系统与燃气直燃机相比供热期节能约18%,供冷期约24%;采用内燃机的CCHP与燃气直燃机相比,供热期节能约31%,供冷期约为34%。据某商业建筑采用CCHP系统与燃气直燃机的年能源费相比,CCHP系统的年能源费仅为燃气直燃机的1/4左右,这里所说的能源费是指天然气费、年购电费、年售电收入的总和。

3.2 节能率

燃气冷热点联供系统与分产系统节能率比较:

(1) 采用燃气轮机($\eta_e=28\%$, $\eta_h=50\%$) + 余热吸收式制冷的CCHP系统的年节能率约10%。

(2) 采用燃气轮机 + 余热吸收式制冷(50%) + 电制冷(50%) + 燃气锅炉的CCHP系统的年节能率约19%。

(3) 采用内燃机($\eta_e=38\%$, $\eta_h=44\%$) + 余热热水型吸收式制冷的CCHP系统的年节能率约22%。

(4) 采用内燃机 + 余热热水型吸收式制冷(50%) + 电制冷(50%) + 燃气锅炉的CCHP系统的年节能率约26%。

4 冷热电联供能源站的选址和布置

4.1 冷热电联供能源站的选址

根据冷热电联供系统的规模选择能源站站址,宜设在主体建筑邻近的独立建筑内,也可设在主体建筑的一层或地下室室内。

4.2 冷热电联供能源站的布置

能源站的布局应根据冷热电联供系统的规模确定,一般应符合下列要求:

(1) 能源站内不同功能区的分隔。

1) 小型燃气轮机、较大容量的内燃机宜与其他房间分隔,并设在变配电间的相邻处,但可与余热吸收式制冷机布置同一房间内。

2) 小型内燃机宜与制冷机布置在同一房间内。

3) 电动压缩式制冷机可与吸收式制冷机布置在同一房间内。小型的电制冷机也可与燃气发电装置布置在同一房间内。

4) 变配电间应与其他房间分隔,宜设在燃气发电装置间的邻近处。

5) 当设有燃气锅炉时,宜单独设锅炉间,但小容量常压锅炉可布置在其他房间内。

6) 燃气调压间属甲类生产环境,应单独设置。

(2) 能源站应按《建筑设计防火规范》设安全疏散口。能源站至少设2个出入口。

(3) 燃气发电装置间、燃气锅炉间等应按《建筑设计防火规范》设置防爆泄压措施。电器照明等设施应按《有火灾爆炸危险环境电气设计规范》的要求设电气防爆措施。

(4) 按《工业噪声标准》要求,根据不同燃气发电装置的噪声水平应采取相应的降低噪声的措施,燃气发电装置间、制冷设备间等宜设隔声措施。

(5) 能源站的布置应满足各类设备运输、安装和检修要求,应设置中型设备搬入口和必要的设备起吊设施。

(6) 能源站内根据设备运输、检修和安全可靠运行所需操作要求设置一定宽度的通道和设备之间或设备与墙之间的距离,一般应不小于1.2m。

(7) 冷热电联供能源站应设集中的控制室,对冷热电联供系统的各种运行参数、联动控制、能量供应计量和控制、安全报警及连锁控制等进行监控、记录。控制室宜单独设置。

(8) 能源站应设有管理室、卫生间等。

5 发展趋势

根据全世界的经验,发展分布式发电热电冷联产,是合

理利用能源资源最佳途径和最有效的手段，也是可以保证电力安全的有效措施之一。

分布式发电热电冷联产通常地处城市之中，是城市和企业基础设施的重要组成部分，能改善环境质量，与用户的距离也最近。分布式发电热电冷联产对当地人民群众的影响最为直接，也最容易受到人民群众的接受和支持。

随着人们对分布式发电热电冷联产认识的逐步深入，分布式发电热电冷联产一定会在我国得到大力的发展，市场需求量将会逐渐上升。目前我国使用的分布式发电热电冷联产设备大部分都是进口，为此我们必须开发制造自己的国产设备，满足分布式发电热电冷联产的发展需要。

参 考 文 献

- [1] 魏松涛. 大型供热汽轮机的两类设计原则. 汽轮机技术, 1998(10): 300-305.
- [2] 武学素. 热电联产. 西安: 西安交通大学出版社, 1988.
- [3] 时道中. 汽轮机设计基础. 北京: 机械工业出版社, 1988: 272-289.
- [4] 中国动力工程学会. 火力发电设备技术手册: 第二卷. 北京: 机械工业出版社, 1998: 475-486.
- [5] 袁建平. 100MW-300MW 级大容量抽汽供热机型的开发. 发电设备, 2001(1): 30-32.
- [6] 徐勤芳. 600MW 中间再热空冷凝汽式汽轮机通流部分设计. 热力透平, 2005, 9(3): 171-172.
- [7] 沈士一, 庄贺庆, 康松, 庞立云. 汽轮机原理. 北京: 水利电力出版社, 1992: 199-209.
- [8] 钱行倩. GECALSTHOM 公司的 412MW 超临界供热式汽轮机. 发电设备, 1995: 19-21.
- [9] 宋克俭. 大容量抽汽供热机组分缸压力的合理确定. 发电设备, 1996(9): 27-28.
- [10] 郑云之. 国外热电联供汽轮机. 上海汽轮机, 2001(9): 35-48.
- [11] 翦天聪. 汽轮机原理. 北京: 水利电力出版社, 1992: 200-215.
- [12] 朱云彪, 郑云之. 我国大型汽轮机的发展与展望. 上海汽轮机, 1998.
- [13] 沈士一, 庄贺庆, 康松, 庞立云. 汽轮机原理. 北京: 水利电力出版社, 1992.
- [14] 曹祖庆. 汽轮机调节动态特性. 北京: 水利电力出版社, 1991.
- [15] 严俊杰, 等. 发电厂热力系统及设备. 西安: 西安交通大学出版社, 2003.
- [16] 蔡颐年. 蒸汽轮机. 西安: 西安交通大学出版社, 1993.

第 12 篇 燃气轮机及联合循环机组

主编单位：清华大学热能工程系

西安交通大学能动学院

南京汽轮电机(集团)有限公司

哈尔滨汽轮机厂有限责任公司

东方电气集团公司

上海电气集团股份有限公司

杭州锅炉集团有限公司

西安热工研究院有限公司

主 编：蒋洪德 丰镇平 林公舒 刘卫宁 薛以泰 姚尔昶

王 强 董卫国 刘尚明

编写人员：蒋洪德 (清华大学热能工程系)

刘尚明 (清华大学热能工程系)

顾春伟 (清华大学热能工程系)

朱 民 (清华大学热能工程系)

祁海鹰 (清华大学热能工程系)

丰镇平 (西安交通大学能动学院)

李祥晟 (西安交通大学能动学院)

李 军 (西安交通大学能动学院)

谢永慧 (西安交通大学能动学院)

黄锦涛 (西安交通大学能动学院)

刘卫宁 (南京汽轮电机(集团)有限公司)

第1章 概述

1 燃气轮机的工作原理及特点

燃气轮机是一种高速旋转的叶轮机械，其热力循环由工质的压缩、加热、膨胀、放热四个过程组成，本书仅讨论用于发电的开式循环燃气轮机，又称重型燃气轮机，图 12.1-1 是一台典型重型燃气轮机的剖面图，它由多级轴流压气机、多管燃烧室、多级轴流透平、控制系统和辅助系统组成。

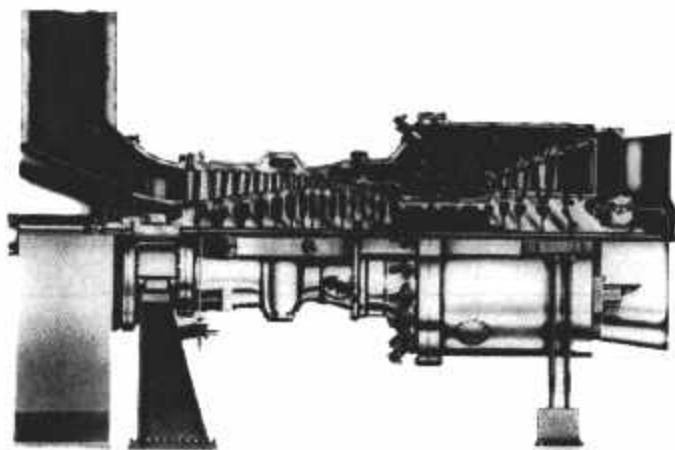


图 12.1-1 典型重型燃气轮机剖面图

重型燃气轮机的主要特点是结构简单、运行可靠；单机功率大且比功率（发动机单位重量产生的功率）大，启停迅速、自动化程度高，变负荷（调峰运行）性能好；燃料适应性广且污染排放少；耗水和厂用电很少，占地面积小等。现代重型燃气轮机透平进口燃气温度已高达 1430°C ，正在开发 $1500\sim 1700^{\circ}\text{C}$ 的燃气轮机。由于工作温度很高，热端部件（包括燃烧室与透平静动叶片）必须采用以镍、钴为主要成分的超级合金制造，还要使用空气或蒸汽进行冷却，才能长期安全运行。重型燃气轮机透平排气温度一般为 $500\sim 600^{\circ}\text{C}$ ，排气余热用于产生蒸汽发电则组成燃气—蒸汽联合循环，用于供热或制冷则组成热电冷多联供，这些系统的能源利用效率大大高于燃气轮机单循环，已成为当前和未来提高能源利用效率的方向。

2 燃气轮机的发展与应用

我国民间自古以来流传的走马灯，利用蜡烛燃烧产生的热气来驱动灯笼旋转，是利用燃气做功最早的发明。欧洲进入文艺复兴时代以来陆续有利用蒸汽驱动叶轮旋转做功的发明出现，直至 19 世纪 80 年代在英国和瑞典发明了多级汽轮机。汽轮机的诞生推动了欧洲叶轮机制造业和科学研究的迅速发展，为燃气轮机的诞生准备了条件。1937 年英国工程师 Whittle 发明了由离心压气机、回流式多管燃烧室和向心透平组成的燃气轮机；1939 年德国工程师 Von Ohain 和 Hahn 发明了由多级轴流压气机、多管燃烧室、多级轴流透平和尾喷管的航空燃气轮机，开始了现代燃气轮机的历史。1942 年纳粹德国空军的首架喷气式飞机成功试飞，标志着世界航空工业从此进入了燃气轮机时代。世界第一台用于发

电的重型燃气轮机由瑞士 BBC 公司于 1939 年设计制造，重型燃气轮机制造产业由此诞生。该燃气轮机采用多级轴流压气机、多级轴流透平和大尺寸单筒燃烧室（见图 12.1-2），转速为 3000r/min ，直接带动发电机，透平入口燃气温度为 550°C ，出力为 4MW ，热效率 17.4% 。早期的重型燃气轮机参数虽然不高，但它们开创性设计采用的基本布局则一直沿用到今天。

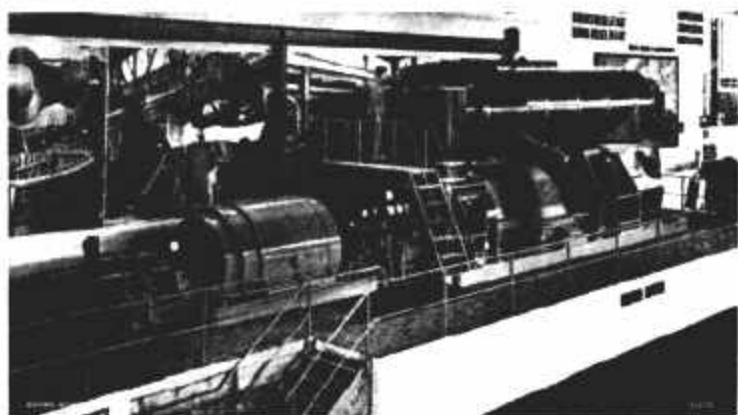


图 12.1-2 1939 年 BBC 公司设计制造的世界第一台 4MW 重型燃气轮机

60 多年来由于高温材料性能、气动热力设计、制造工艺水平的巨大进步，重型燃气轮机设计水平和产品性能有了巨大的提高，而这一提高极大地得益于过去 60 年中航空发动机技术的飞速发展，重型燃气轮机的主要部件特别是多级轴流压气机和透平基本上都是以成熟的航空发动机设计为母型，经模化放大和适当的修改而制成的。透平进口燃气温度 (T_3) 是代表燃气轮机性能的关键参数，图 12.1-3 给出了 60 年来 T_3 提高的历程，即由早期的 550°C 提高到目前的 1430°C ，平均每年提高约 20°C 。 T_3 的进一步提高有赖于材料科学、冷却技术和制造工艺的新突破。

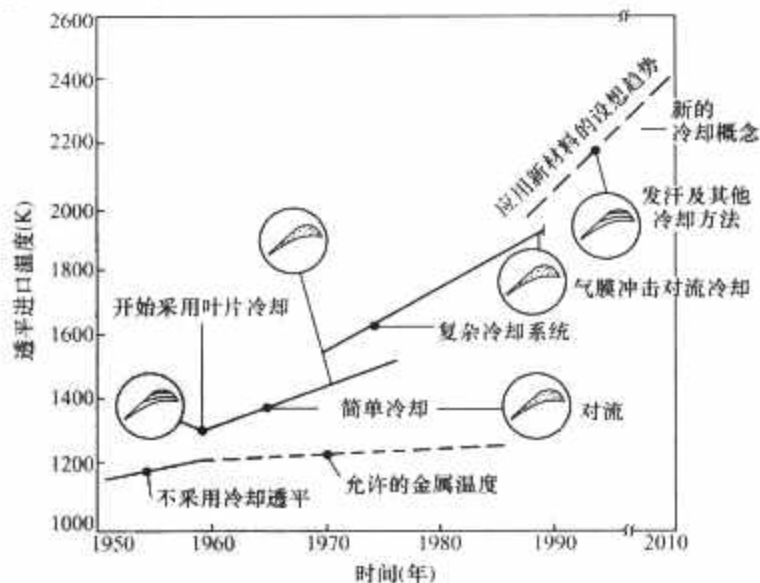


图 12.1-3 60 年来重型燃气轮机透平前温提高的历程

据统计全球从 1978~2005 年共计销售 1MW 及以上发电用燃气轮机 17 783 台，总功率达到 770GW （见图 12.1-4），目前燃气轮机与联合循环装机容量约占全球发电总装机容量的 $1/5$ 。可以看出近 30 年来发电用燃气轮机的市场需

求在稳定增长，并于 2000~2001 年达到最高峰。近几年由于全球石油和天然气价格上涨，使燃气轮机的销售下降，但仍然维持在每年 600~700 台的水平，其中 3/4 为 60MW 及以上的大中型机组。目前全世界大中型发电燃气轮机设计与制造集中在 GE、西门子 (Siemens)、三菱 (MHI)、阿尔斯通 (Alstom) 等几家跨国公司，按 T_3 由低到高习惯上把重型燃气轮机分为 E、F、G、H 几个等级，表 12.1-1 列出了上述四家公司代表性产品的主要性能参数，目前参数最先进、单机功率最大是 GE 公司的 9H 重型燃气轮机，其 T_3 达 1430℃，功率为 320MW。

表 12.1-1 所列出的机型中，GE、西门子和三菱公司的产品都是简单循环，而复杂循环大中型燃气轮机也得到了一定的发展。一是再热循环，以阿尔斯通公司的 GT24 和

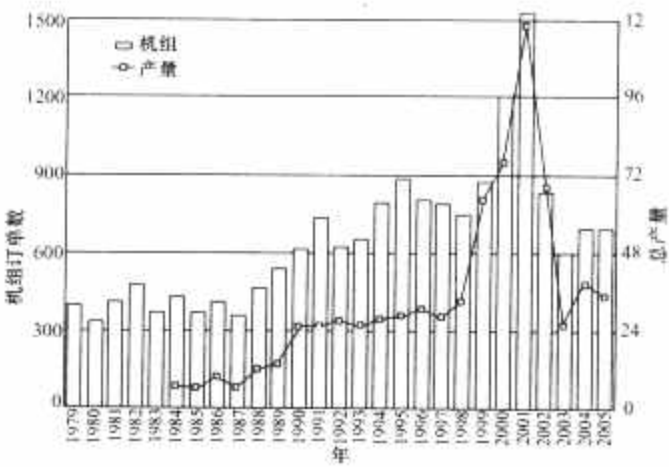


图 12.1-4 全球 1MW 及以上发电燃气轮机销售台数及功率 (1979~2005 年)

表 12.1-1 世界上重型燃气轮机主要产品的性能 (ISO 条件下，燃用天然气)

机 型	首台出厂 (年份)	ISO 功率 (kW)	热耗率 (kJ/ kWh)	效率 (%)	压比	质量 流量 (kg/s)	透平 转速 (r/min)	频率 (Hz)	透平进 口温度 (℃)	排气 温度 (℃)	质量 (kg)	体积 长×宽×高 (m×m×m)
阿尔斯通公司												
GT 11 N2	1993	115 300	10 819	33.27	16.0	399.2	3610	50/60		525	189 996	9.4×5.5×10.1
GT 13 E2	1993	179 900	9764	36.87	16.4	562.9	3000	50		510	330 000	10.7×6.4×5.5
GT 24	1994	188 782	9469	38.02	32.0	440.9	3600	60		607	197 000	10.7×4.0×4.6
GT 26	1994	289 139	9203	39.12	33.4	639.6	3000	50		615	335 000	12.2×4.9×5.5
GE 公司												
PG6581(B)	1999	42 100	11 237	32.04	12.2	141.1	5163	50	1120	548	317 513	37.5×7.3×10.4
PG9171(E)	1987	126 100	10 664	33.76	12.6	418.2	3000	50	1120	543	861 821	35.1×23.5×11.9
PG9351(FA)	1996	255 600	9767	36.86	17.0	640.9	3000	50	1327	602	1 088 616	34.1×7.6×15.2
9001H									1430			
三菱重工业公司												
M501F	1989	185 400	9746	36.94	16.0	458.6	3600	60		613	195 000	14.0×4.6×4.6
M501G	1997	267 500	9218	39.06	20.0	598.7	3600	60		601	250 000	15.2×4.6×4.9
M701	1981	144 090	10 358	34.76	14.0	440.9	3000	50		542	200 000	12.5×5.2×5.2
M701F	1992	278 300	9302	38.70	17.0	649.5	3000	50		592	340 000	17.3×5.8×5.8
M701G	1997	334 000	9112	39.51	21.0	737.1	3000	50		587	420 000	18.3×6.1×6.1
西门子公司												
SGT6-3000E(W501DEA)	1993	120 500	10 390	34.65	14.2	385.1	3600	60	1177	530	140 613	10.3×3.6×4.2
SGT5-2000E(V94.2)	1981	168 000	10 374	34.70	11.7	530.7	3000	50	1177	537	294 997	14.0×12.5×8.4
SGT6-5000E(W501F)	1989	198 300	9487	37.95	17.4	499.9	3600	60	1316	577	192 776	10.0×4.0×4.5
SGT5-3000E(V94.2A)	1997	191 000	9802	36.73	13.3	512.1	3000	50	1177	576	329 996	12.0×6.1×7.9
SGT6-6000E(W501G)	1994	267 500	9202	39.12	19.9	582.4	3600	60	1416	613	272 154	10.8×4.3×4.5
SGT5-4000E(V94.3A)	1995	286 600	9121	39.47	17.9	689.5	3000	50	1316	577	329 996	12.5×6.1×7.5

GT26 燃气轮机为代表。这两种型号燃气轮机采用了独特的两级燃烧（即再热循环）设计，经过高压燃烧室和高压透平的燃气进入低压燃烧室再次燃烧，然后进入低压透平做功（见图 12.1-5）。二是间冷循环，如 2006 年 GE 公司推出的功率为 100MW 的 LMS100 燃气轮机（见图 12.1-6）。该机压气机与透平由航空发动机改型设计而成，最大特点是在高、低压压气机之间设置了中间冷却器，这就大大减少了高压压气机的耗功，从而使该型燃气轮机单循环的效率高达 46%。回热循环燃气轮机由于其回热器尺寸大，在中大型燃气轮机中很少应用，而在 1MW 以下微型燃气轮机中应用较多。

3 燃气—蒸汽联合循环的应用与发展

如上所述，燃气轮机循环的特点之一是透平排气温度高（500~600℃），带走大量的余热。燃气—蒸汽联合循环按照“温度对口、梯级利用”的原则，利用燃气轮机排气余热产生蒸汽来带动汽轮机发电，把燃气轮机循环和蒸汽轮机循环组合起来，即燃气—蒸汽联合循环。显然联合循环的能源利用效率既高于燃气轮机循环的效率，又高于蒸汽轮机循环的效率。燃气轮机循环和蒸汽轮机循环可以有不同的组合方式，如常见的无补燃和补燃余热锅炉型联合循环，给水加热型燃气蒸汽联合循环，排气助燃锅炉型燃气蒸汽联合循环等。

表 12.1-2 列出了由表 12.1-1 中所列燃气轮机组成的无补燃余热锅炉型联合循环的热力性能，这些联合循环在技术

上已经十分成熟，在世界范围内得到广泛应用。H 级燃气轮机单循环热效率高达 40%，由它组成的无补燃余热锅炉型联合循环的热效率为 60%，是目前此类联合循环的最高水平。

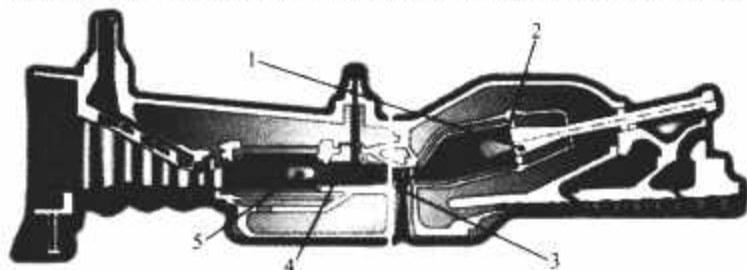


图 12.1-5 Alstom 公司的 GT24 与 GT26 再热燃气轮机的两级燃烧系统

- 1—第一级燃料喷嘴；2—第一级燃烧室；
3—高压透平排气通道；4—第二级燃料喷嘴；
5—第二级燃烧室

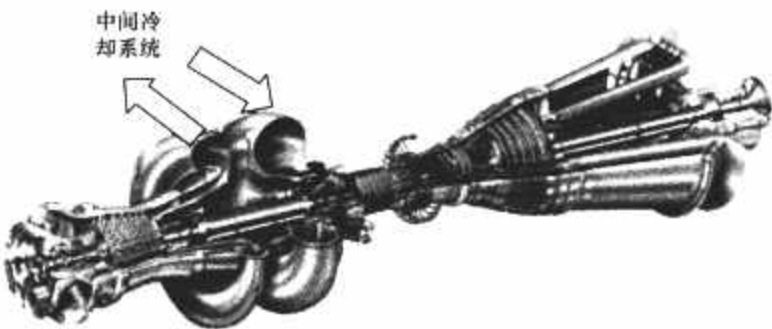


图 12.1-6 GE 公司的 LMS100 间冷燃气轮机

表 12.1-2 代表性无补燃余热锅炉型联合循环的性能

机 型	首台出厂 (年)	净电站 输出功 (kW)	净电站效率 (%)	热耗率 (kJ/kWh)	电流频率 (Hz)	燃气轮 机出功 (kW)	汽轮机出功 (kW)	燃气轮机 数量和型号
KA 26-1(reheat)	1996	424 000	58.3	6172	50			1×GT 26
S106B	1987	64 300	49.0	7341	50	41 600	23 800	1×MS6001B
S109E	1979	193 200	52.0	6930	50	124 300	71 800	1×MS9001EA
S109FA	1994	390 800	56.7	6350	50	254 100	141 800	1×MS9001FA
S109H	1997	520 000	60.0	6000	50			1×MS9001H
MPCP1(M701)	1981	212 500	51.4	7000	50	142 100	70 400	1×MS701
MPCP1(M701F)	1992	416 400	59.0	6120	50	27 3800	142 600	1×M701F
MPCP1(M701G)	1997	498 000	59.3	6071	50	325 700	172 300	1×M701G
SCC5-2000E(V94.2)	1981	251 000	52.2	6895	50	163 800	91 100	1×SGT5-2000E (V94.2)
SCC5-3000E(V94.2A)	1997	290 000	56.5	6368	50			1×SGT5-3000E (V94.2A)
SCC5-4000E(V94.3A)	1995	416 000	58.2	6182	50			1×SGT5-4000E (V94.3A)

第2章 燃气轮机的热力循环分析

1 基本分类

燃气轮机循环可分为开式循环和闭式循环两大类。开式循环燃气轮机的工质来自于周围大气,通过压缩、加热、膨胀做功后再排回大气放热而不断地进行循环做功。闭式循环燃气轮机可以采用非空气气体工质,工质在一个封闭的系统中反复使用,因此透平排气必须进入换热器降低温度后再回到压气机进口,整个系统还要密封以防工质泄漏,所以闭式循环系统比开式循环复杂,造价也高,仅在特定环境下使用。

由于燃气轮机排气温度较高,可达400~600℃,因此,还可利用其排气热量来加热压缩后的空气,从而减少燃烧室中燃料消耗量以提高机组效率,称为回热循环。另外,在压缩过程中可以对工质进行中间冷却以减少压缩耗功,在膨胀过程中可以对工质进行中间加热以提高膨胀功,分别称为间冷循环和再热循环。

此外,还可将燃气轮机循环和其他动力装置循环联合组成复合循环,目的是实现能量的梯级利用,以充分利用能源,提高能源的利用率,现在广泛应用的燃气—蒸汽联合循环就是一种复合循环。

2 性能指标

燃气轮机循环的主要指标可用两个热力参数和三个性能参数来表示。

2.1 热力参数

2.1.1 温比 τ

温比定义为循环的最高温度与最低温度之比。数学上可表示为

$$\tau = \frac{T_3}{T_1} \quad (12.2-1)$$

物理上, τ 代表了工质被加热的程度。由定义可以看出,在进气条件一定时, τ 主要决定于循环的最高温度。一般来说, τ 越高越好,同时, τ 的提高,体现了燃气轮机对材料和冷却技术的要求。

2.1.2 压比 π

压比定义为压气机出口与进口的总压之比。其数学表达式为

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \quad (12.2-2)$$

物理上, π 代表了工质被压缩的程度。后面将说明, π 与 τ 的配合(即 τ 提高时, π 也应有相应的提高),是决定循环性能的关键。

应当指出的是,以上温比和压比的定义方法通常也称为滞止温比和滞止压比。

2.2 性能参数

2.2.1 比功 w_h

装置的比功,也称为比输出,指单位质量的工质所做

(或所需)的功,单位为 kJ/kg; 或单位流量的工质所发出(或所需)的功率,单位为 kW/(kg·s⁻¹)。

如果忽略压气机与透平中的流量差别以及机械损失,则燃气轮机装置比功近似地等于透平比功 w_T 与压气机比功 w_c 之差。数学上可表示为

$$w_h = w_T - w_c \quad (12.2-3)$$

物理上,装置的比功代表了装置做功能力的大小。装置的比功越大,发出相同功率所需要的工质流量越小,所需要的管道和装置的尺寸都较小,相应的制造成本低;反之,装置的比功越小,发出相同功率所需要的工质流量就大,所需的管道和装置尺寸都较大,相应的制造成本也大。因此,应尽量提高装置的比功。

2.2.2 热效率 η

装置的热效率是指燃气轮机的一定量的工质输出的有用功与输入燃料完全燃烧所能放出的热量之比。数学上可表示为

$$\eta = \frac{G w_h}{G_f H_u} = \frac{w_h}{f H_u} = \frac{3600}{b H_u} \quad (12.2-4)$$

式中: f 为燃料空气比; H_u 为燃料的低热值, kJ/kg; b 为燃料消耗率(单位输出功的燃料消耗量), kg/kWh, $b = \frac{3600}{\eta H_u}$; G_f 为燃料流量 kg/s; G 为燃气工质流量; q 为热耗率(单位输出功的热耗率), $q = \frac{3600}{\eta}$ 。

物理上,装置的热效率表明了燃料的有效利用程度,是燃料转化的经济性指标。

2.2.3 有用功系数 λ

有用功系数也称为功比,指装置的比功(输出功)同透平发出的功(比功)之比值。数学上可表示为

$$\lambda = \frac{w_h}{w_T} \approx 1 - \frac{w_c}{w_T} \quad (12.2-5)$$

对于多级透平

$$\lambda = \frac{w_h}{\sum w_T} = 1 - \frac{\sum w_c}{\sum w_T} \quad (12.2-6)$$

物理上,有用功系数可表示透平发出的功有多少可以用于驱动负荷。例如,当 $\lambda = 0.35$ 时,表示透平发出的功有 65% 用于压气机耗功。有用功系数还可以用来衡量燃气轮机装置的相对大小和表明变工况时装置性能对各部件性能变化的敏感性。 λ 越大, w_h 占 w_T 的份额越大,故同功率的装置可造得较小。此外, λ 越大,透平比功的相对变化和压气机比功的相对变化对装置的性能影响都较小。因此 λ 越大,装置的性能也越好。

3 理想简单循环的热力性能

通常,为研究循环性能的需要,可考虑满足下列条件的理想循环:

(1) 工质是理想气体,其比定压热容 c_p 和等熵指数^① κ 不随气体的温度和压力变化。

(2) 压缩和膨胀过程都是理想的等熵过程。

① 对理想气体,等熵指数与比热比相等。

(3) 不考虑燃烧室和管道内的压力损失。

(4) 工作过程的流量不变。

图 12.2-1 (a) 给出了一台燃气轮机的方案示意图, 其上的数字表示每个热力过程的起点和终点。理想简单循环的热力过程见图 12.2-1 (a)、(b)。其中: 过程 1-2 表示工质在压气机中被等熵压缩, 2-3 表示工质在燃烧室中被等压加热, 3-4 表示工质在透平等熵膨胀做功, 4-1 表示工质排入大气的等压冷却。将热力过程的 $p-v$ 图和 $T-S$ 图同时画出, 有助于清楚地理解各个工作过程的特点。燃气轮机循环习惯用 $T-S$ 图表示, 故一般对循环进行分析时, 仅给出系统的 $T-S$ 图。

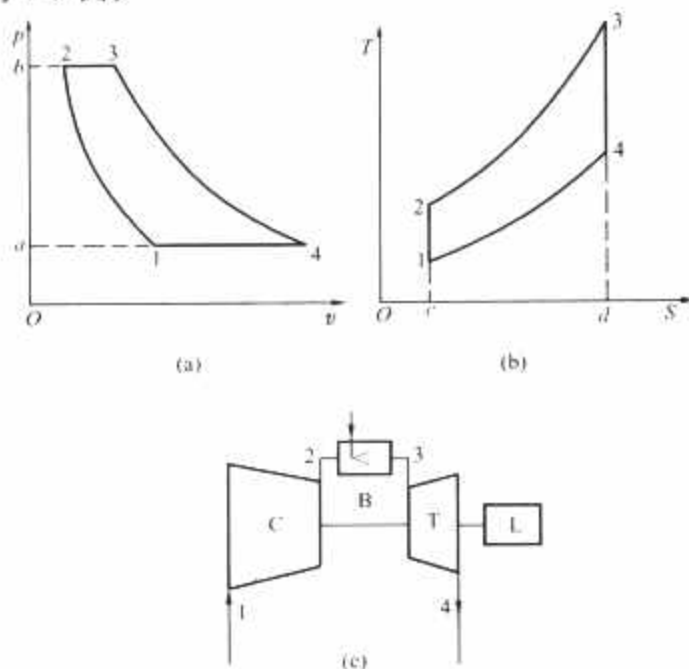


图 12.2-1 燃气轮机理想简单循环的工作过程及方案示意

(a) $p-v$ 图; (b) $T-S$ 图; (c) 方案示意
C—压气机; B—燃烧室; T—燃气透平; L—发电机

由热力学第一定律, 外界加给工质的热量等于工质对外所做功与工质比焓增之和, 即

$$Q = w + c_p \Delta T^*$$

因而, 理想简单循环四个工作过程的计算式为

$$\text{等熵压缩 1-2: } Q_{1-2} = 0, w_c = c_p(T_2^* - T_1^*) = c_p T_1 \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$

$$\text{等压加热 2-3: } Q_{2-3} = c_p(T_3^* - T_2^*), w_{2-3} = 0$$

$$\text{等熵膨胀 3-4: } Q_{3-4} = 0, w_T = c_p(T_3^* - T_4^*) = c_p T_3 \left(1 - \pi^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)$$

$$\text{等压放热 4-1: } Q_{4-1} = c_p(T_4^* - T_1^*), w_{4-1} = 0$$

与图 12.2-1 相对照, w_c 相当于 $p-v$ 图中 12ba 所围面积, Q_{2-3} 相当于 $T-S$ 图中 23dc 所围面积, w_T 相当于 $p-v$ 图中 34ab 所围面积, Q_{4-1} 相当于 $T-S$ 图中 41cd 所围面积。

3.1 比功

由式 (12.2-3) 可知, 比功为

$$w_{n,s} = w_T - w_c = c_p(T_3^* - T_4^*) - c_p(T_2^* - T_1^*) = c_p T_1 \left[\tau \left(1 - \pi^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) - \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \right] \quad (12.2-7)$$

式中: 下标 s 表示简单循环。对比图 12.2-1 可见, 比功在图 12.2-1 中相当于 1-2、2-3、3-4 和 4-1 四个过程所包围的面积, 即 1234 所围的面积。

由式 (12.2-7) 可见, 理想简单循环的比功是温比和压比的函数, 取 $c_p = 1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $\kappa = 1.4$ 和 $T_1 = 288 \text{ K}$ 代入式 (12.2-7), 可将其绘制成曲线, 如图 12.2-2 所示。

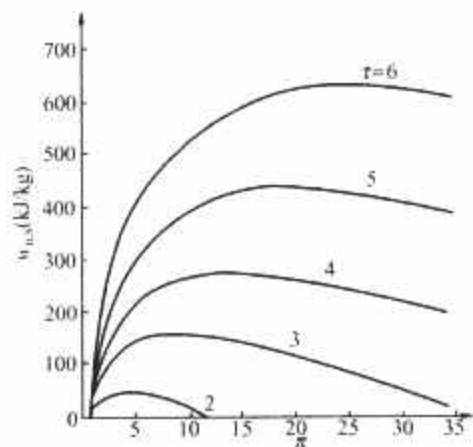


图 12.2-2 理想简单循环的比功

图 12.2-2 表明, 理想简单循环的比功随着温比 τ 和压比 π 变化: 当 π 不变时, 比功随着 τ 的增加而增加; τ 一定时, 比功随 π 的变化有一最大值, 相应于该最大值的压比称为最佳压比 $(\pi_{w_{n,s}=\max})_{\text{opt}}$ 。事实上, 将式 (12.2-7) 进行微分并令其为零, 即 $\frac{dw_{n,s}}{d(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}})} = c_p T_1 \left[\frac{\tau}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - 1 \right] = 0$ 即可得到理想简单循环的最佳压比

$$(\pi_{w_{n,s}=\max})_{\text{opt}} = \tau^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (12.2-8)$$

此外, 从图 12.2-2 中还可以看出, 随着温比 τ 的增加, 使比功获得最大值的最佳压比 $(\pi_{w_{n,s}=\max})_{\text{opt}}$ 亦不断增大。

图 12.2-3 说明了 $(\pi_{w_{n,s}=\max})_{\text{opt}}$ 的存在。由图 12.2-3 中可以看出, 当 T_1 和 T_3 都不变 (即 τ 一定) 时, π 从小变大, 循环从 1234 面积变为 12'3'4' 面积, 再变为 12''3''4'' 面积, 即面积先由小变大, 后由大变小。因此, 必然存在一个最大的面积, 即对应于最大的比功, 该比功下的压比即 $(\pi_{w_{n,s}=\max})_{\text{opt}}$ 。

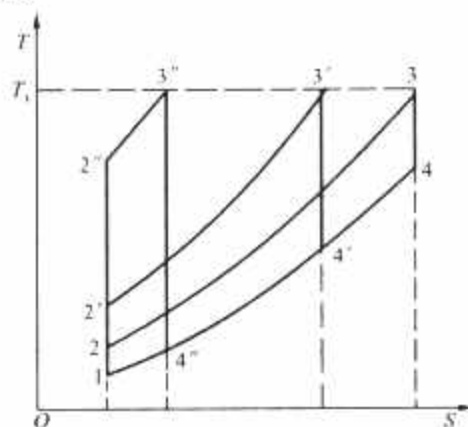


图 12.2-3 温比不变时循环比功随压比的变化

3.2 热效率

由式 (12.2-4) 可得循环热效率 η

$$\eta = \frac{w_n}{fH_u} = \frac{c_p(T_3^* - T_4^*) - c_p(T_2^* - T_1^*)}{c_p(T_3^* - T_2^*)} = 1 - \frac{\tau \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - 1}{\tau - \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (12.2-9)$$

由图 12.2-1 可以看出, η 相当于 $T-S$ 图中 1234 所围面积与 23dc 所围面积的比值。图 12.2-4 给出了 $\eta = f(\pi)$ 的曲线。

由图 12.2-4 中可以看出, 理想简单循环的热效率 η 仅同 π 有关, 与 τ 无关; η 随 π 的增加而单调增加, 这是因为随着压比 π 的增加, 压气机出口气体温度 T_2^* 增加, 达到相同的 T_3^* 时所需要加入的燃料越少, 从而热效率越高。

但是不能说理想简单循环的热效率可以随压比的增加而

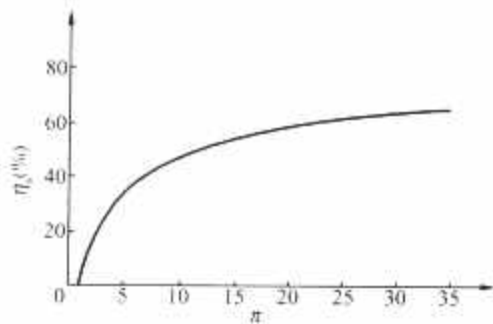


图 12.2-4 理想简单循环的热效率

无限增加，因为任何循环的效率都不可能高于卡诺循环的效率。实际上， π 仅能小于由 τ 决定的最小值，此时，循环中无热量加入， $T_3^* = T_2^*$ ， $T_4^* = T_1^*$ ，系统的膨胀功与压缩功相同，循环对外不做功。

3.3 有用功系数

由式 (12.2-5)，可得

$$\lambda_s = \frac{w_t}{w_c} = 1 - \frac{T_1^* (\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)}{T_3^* (1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}})} = 1 - \frac{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\tau} \quad (12.2-10)$$

将 $\lambda_s = f(\pi, \tau)$ 绘制成曲线，如图 12.2-5 所示。

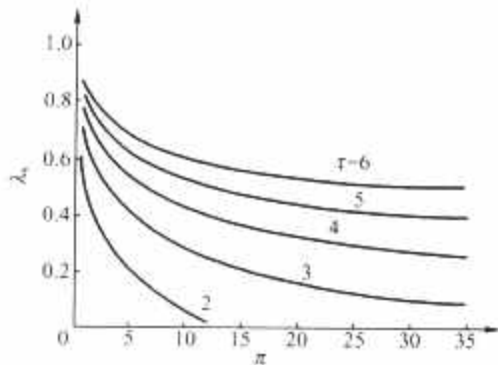


图 12.2-5 理想简单循环的有用功系数

由图 12.2-5 可见，当压比 π 一定时，随着温比 τ 的增加，有用功系数增加。这是因为 π 不变，压气机耗功 w_c 不变，而 τ 增加使得 w_t 增加，从而使得有用功系数增大。此外，当 τ 不变时，随着 π 的增大，装置的有用功系数降低。

4 理想复杂循环的热力性能

4.1 回热循环

燃气轮机透平的排气温度很高，例如简单循环的机组一般为 $400 \sim 600^\circ\text{C}$ ，如能将这一高温气体的热量加以回收，就可能提高装置的热效率。基于这一出发点，可将燃气透平排气中的余热用于加热压气机出口的高压空气，从而节约一部分燃烧室中供应的燃料，使得装置总的热效率提高。显然，只有当透平的排气温度 T_4^* 大于压气机出口的空气温度 T_2^* 时，采用回热才有可能，而且该温差越大，回热越有效。图 12.2-6 为理想回热循环的工作过程图及方案布置示意图。

所谓理想回热循环，除了具有上述的理想简单循环的条件外，还假定离开回热器的高压空气可以被加热至透平排气的温度，即 $T_{2a}^* = T_4^*$ ，同时 $T_{4a}^* = T_2^*$ （相当于回热度 $\sigma=1$ 的循环）；同时假定回热器中燃气和空气均无压力损失。

理想回热循环的工作过程为：1-2 等熵压缩过程，2-2a 等压预热过程，2a-3 等压燃烧过程，3-4 等压放热过程，4-4a 等压冷却过程，4a-1 等压放热过程。

由图 12.2-6 可以看到，采用回热后过程的 $T-S$ 图同简单循环完全重合，即比功均为面积 1234，故采用回热循环

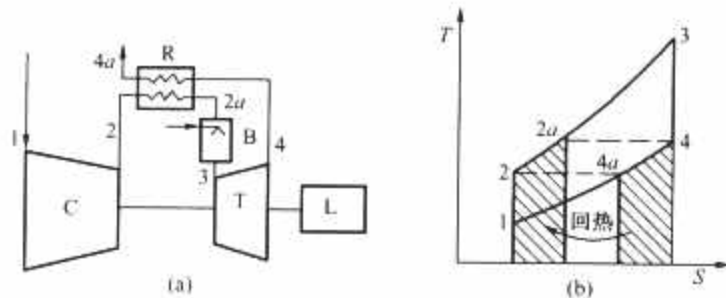


图 12.2-6 理想回热循环的工作过程图及方案布置示意

(a) 工作过程图；(b) 方案布置示意

C—压气机；B—燃烧室；T—燃气透平；

L—发电机；R—回热器

装置的比功不变。

此外可以看到，采用理想简单循环时，装置中加入的燃料所具有的比能为 2-3 下的图形面积；而加入回热后，装置中加入的燃料所具有的比能为 2a-3 下的图形面积。显然，采用回热循环后，装置中加入的燃料量减少，装置的热效率提高。

同样，根据式 (12.2-4) 可得到采用回热循环后装置的热效率为

$$\eta_R = \frac{w_t}{Q_{in}} = \frac{c_p(T_3^* - T_4^*) - c_p(T_2^* - T_1^*)}{c_p(T_3^* - T_{2a}^*)} = 1 - \frac{T_2^* - T_1^*}{T_3^* - T_4^*} \\ = 1 - \frac{T_1^* (\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)}{T_3^* (1 - \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}})} = 1 - \frac{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\tau} = \lambda_s \quad (12.2-11)$$

式中，下标 R 表示回热循环。由式 (12.2-11) 可见，理想回热循环的热效率在数值上同理想简单循环的有用功系数相等。同样，可绘制出 $\eta_R = f(\pi, \tau)$ 的图形，如图 12.2-7 所示。

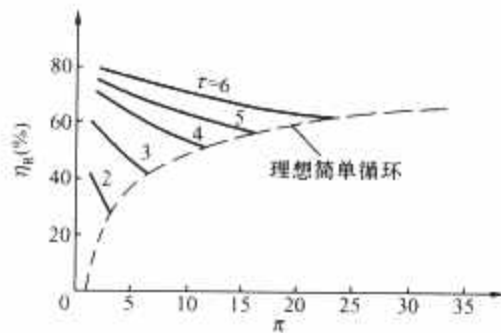


图 12.2-7 理想回热循环的热效率

图 12.2-7 表明：与理想简单循环不同，理想回热循环的效率不仅同压比 π 有关，而且同温比 τ 也有关。采用理想回热循环可以提高装置的热效率，即 $\eta_R > \eta_s$ 。当 τ 一定时，随着 π 的增加， η_R 下降，这是因为 π 的增加造成了回热温差 $T_4^* - T_2^*$ 下降，从而回热的有效性降低。随着 π 增加到 $\pi = \frac{\tau}{\tau^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$ 时， $\eta_R = 1 - \frac{1}{\sqrt{\tau}} = 1 - \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \eta_s$ ，此时回热循环的效率同简单循环相同。图 12.2-7 虚线以下的部分没有画出，原因是虚线下 $T_4^* < T_2^*$ ，回热温差小于零，热量倒流，将压缩后空气的热量传递给透平后的排气，故此时采用回热已经没有任何意义。通常，将 $T_2^* = T_4^*$ 时的压比称为临界压比。同样，随着 π 的降低，回热温差增加， η_R 增加，当 $\pi=1$ 时， $\eta_R = 1 - \frac{1}{\tau}$ ，装置的效率最高，但此时不对外做功，因此同样没有任何意义。由图 12.2-7 中还可以看出，对于同一个 π ，随着 τ 的增加，装置的热效率也提高。

4.2 间冷和再热循环

根据装置比功的定义式 (12.2-3) 可知，要提高装置的比功，可以从两个方面着手，或者提高透平的膨胀功，或者

降低压气机的压缩耗功。对于压缩过程, 气体的温度越低, 其分子运动速度也越低, 达到同样的压比所需的压缩功也越小, 因而等温过程较等熵过程更加有利; 同样, 对于膨胀过程, 透平发出的比功与燃气的进口温度成正比, 气体的温度越高, 在相同的膨胀比下可发出的膨胀功也越多。基于以上的降低压缩功和提高膨胀功的观点, 分别对应提出了间冷循环和再热循环。

4.2.1 理想间冷循环

所谓间冷循环, 是指在压缩过程中间, 将工质引至冷却器冷却后, 再回到压气机中继续压缩以完成压缩过程的循环。图 12.2-8 为此种类型燃气轮机的方案图。其中的 IC 是中间冷却器, 一般采用水来进行冷却。由于采用了间冷器, 压气机被分成了高压压气机和低压压气机两部分, 在图 12.2-8 中分别用 HC 和 LC 表示。所谓理想间冷循环, 指除了具有上述的对于理想简单循环的条件外, 还假定间冷器出口的工质可以被冷却到进入燃气轮机时的温度 T_1^* , 即 $T_{1m} = T_1^*$, 此外在间冷器中假定无损失存在。

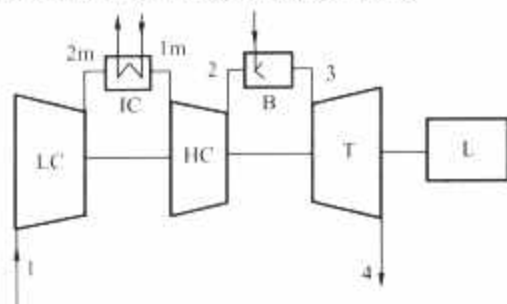


图 12.2-8 理想间冷循环的方案图

LC—低压压气机; HC—高压压气机; B—燃烧室;
T—燃气透平; L—发电机; IC—冷却器

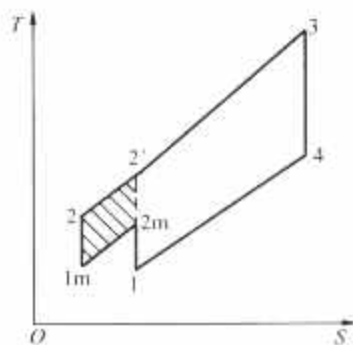


图 12.2-9 理想间冷循环 T-S 图

图 12.2-9 给出了理想间冷循环的工作过程 T-S 图。从图 12.2-9 中可以看出, 采用了间冷循环后, 装置的比功由简单循环的面积 $12'34$ 增加到了面积 $11m234$, 显然比功增大的面积相应于图中的 $1m22'2m$ 这一部分阴影面积。其比功的表达式为

$$\begin{aligned} w_{h,i} &= w_T - w_{1C} - w_{1C} = c_p(T_3^* - T_4^*) - c_p(T_{2m}^* - T_1^*) - \\ & c_p(T_2^* - T_{1m}^*) = c_p T_3^* (1 - \pi^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}}) - \\ & c_p T_1^* (\pi_{1C}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) - c_p T_{1m}^* (\pi_{1C}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) \end{aligned} \quad (12.2-12)$$

式中: 下标 i 表示间冷循环。

由图 12.2-9 可以看出, 工质被引出时的压力大小不同, 图 12.2-9 中阴影部分的面积也不同, 亦即增加的比功大小不同, 因此必然存在着使比功增加最多的最佳引出压力, 此即 LC 与 HC 之间的最佳压比分配。

$$\text{令 } \kappa_i^* = \frac{T_{1m}^*}{T_1^*}, \text{ 则}$$

$$\begin{aligned} w_{h,i} &= c_p T_3^* (1 - \pi^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}}) - c_p T_1^* (\pi_{1C}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) - \\ & c_p \kappa_i^* T_1^* \left[\left(\frac{\pi}{\pi_{1C}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \end{aligned}$$

$$\text{令 } \frac{dw_{h,i}}{d(\pi_{1C}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}})} = -c_p T_1^* + c_p \kappa_i^* T_1^* \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \times \frac{1}{\pi_{1C}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 0, \text{ 可以得到}$$

$$\pi_{1C} = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \pi$$

因此, 当 $\kappa_i = 1$ 时, 有

$$\pi_{1C} = \sqrt{\pi} \quad (12.2-13)$$

式 (12.2-13) 为理想间冷循环的最佳压比分配, 这时的循环比功最大。式中的 π 为总压比, $\pi = \pi_{1C} \cdot \pi_{1C}$ 。

上述是把压缩过程分为两段, 采用一次间冷的情况。当把压缩过程分为多段, 并采用多次间冷时, 可更多地增大比功, 这时同样存在着最佳压比的分配问题。同样可以证明, 当采用 n 段压缩, $(n-1)$ 次冷却时, 当每段压缩的压比 $\pi_i = \sqrt[n]{\pi}$ 时的比功最大, 其中 π 为总压比, n 为压缩段数。

理论上, 采用无穷多次间冷时, 压缩过程就变为等温的过程, 压缩耗功降为最低, 循环比功增加最多。当然, 实际上这是做不到的。当采用多次压缩时, 实际系统的损失也增大, 这在以后介绍实际循环时可以看到。

理想间冷循环的加热量和热效率的计算公式仍与简单循环的相同。不同的是由于采用了间冷, 使压气机出口温度 T_2^* 降低, 这样要到达相同的温比 τ , 需要加入更多的热量。即

$$Q = c_p(T_3^* - T_2^*) = c_p[T_3^* - \kappa_i T_1^* (\pi/\pi_{1C})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}]$$

故

$$\eta_i = \frac{w_{h,i}}{Q} = \frac{\tau[1 - (1/\pi)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}] - [\pi_{1C}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1] - \kappa_i[(\pi/\pi_{1C})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1]}{\tau - \kappa_i(\pi/\pi_{1C})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

(12.2-14)

此外, 对于间冷循环, 存在着使效率获得最大值的最佳压比 $(\pi_{\eta=\max})_{opt}$, 且使得效率获得最大值的最佳压比大于使比功获得最大值的最佳压比。该结论可以这样理解, 适当地提高 π , 可使得 T_2^* 增加得多, 因此达到相同的 T_3^* 时需要加入的燃料少, 此外, π 的提高意味着膨胀比的增加, 使得透平发出的功增大, 这些对于提高装置的效率都是有利的。

4.2.2 理想再热循环

所谓再热循环, 是指在膨胀过程中间, 将工质引至再热燃烧室进行加热后, 再回到透平中继续膨胀以完成膨胀过程的循环。图 12.2-10 为此种类型燃气轮机的方案图。图 12.2-10 中 B_2 是再热燃烧室, 由此使得燃气透平被分为高压透平和低压透平两个部分, 分别用 HT 和 LT 表示。所谓理想再热, 指透平再热后的温度与进入透平前的温度相同, 即 $T_3^* = T_5^*$, 且在燃烧室中不考虑各种损失的存在。

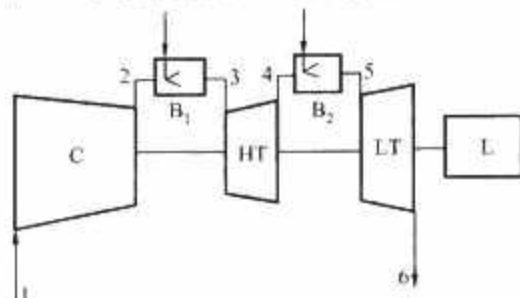


图 12.2-10 理想再热循环方案图

图 12.2-11 给出了理想再热循环的工作过程 T-S 图。从图 12.2-11 中可以看出, 采用了再热循环后, 装置的比功由简单循环的面积 $1234'$ 增加到了面积 123456 , 显然比功增大的面积相应于图中的 $4564'$ 这一部分阴影面积。其比功的表达式为

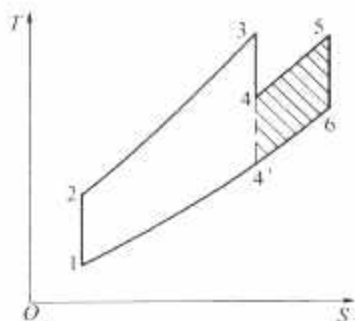


图 12.2-11 理想再热循环 T-S 图

$$\begin{aligned} w_{n,r} &= w_{HT} + w_{LT} - w_c \\ &= c_p(T_3^* - T_4^*) + c_p(T_5^* - T_6^*) - c_p(T_2^* - T_1^*) \\ &= c_p T_3^* (1 - \pi_{HT}^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}}) + c_p T_5^* (1 - \pi_{LT}^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}}) \\ &\quad - c_p T_1^* (\pi_{HT}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \end{aligned} \quad (12.2-15)$$

式中：下标 r 表示再热循环。

由图 12.2-11 可以看出，与间冷循环相同，工质被引出时的压力大小不同，增加的比功大小不同，因此，同样也存在着两个透平膨胀比之间的最佳分配问题。类似于间冷循环，可以得到理想再热循环最佳膨胀比的分配为

$$\pi_{HT} = \pi_{LT} = \sqrt{\pi} \quad (12.2-16)$$

上述过程是把再热过程分为两段，采用一次再热的情况。当把再热过程分为多段，并采用多次再热时，可更多地增大比功，这时同样存在着最佳膨胀比的分配问题。同样可以得到最佳膨胀比的分配为 $\pi_i = \sqrt[n]{\pi}$ 时的比功最大。

理论上，采用无穷多次再热时，膨胀过程就变为等温的过程，膨胀功达到最大，循环比功增加最多。当然，与间冷循环相同，采用多次再热实际上也是做不到的。

此外，对于再热循环，同样存在着使比功获得最大值的最佳总压比 $(\pi_{w_{n,r-\max}})_{opt}$ ，且使得理想再热循环比功获得最大值的最佳总压比大于使理想简单循环的比功获得最大值的最佳压比，即 $(\pi_{w_{n,r-\max}})_{opt} > (\pi_{w_{n,s-\max}})_{opt}$ 。

对于理想简单循环、理想间冷循环和理想再热循环，在相同的温比和压比下，采用再热循环，装置的比功最大。这是因为对于间冷循环和再热循环而言，间冷循环改变的是 w_c ，再热循环改变了 w_T ，而 $w_T > w_c$ 的缘故。

理想再热循环的加热量由于再热燃烧室而与理想简单循环不同，此时加入到装置中的总热量为

$$Q = c_p(T_3^* - T_2^*) + c_p(T_5^* - T_4^*) \quad (12.2-17)$$

将比功的表达式 (12.2-15) 和加热量的表达式 (12.2-17) 代入效率的定义式 (12.2-4) 中，可以得到理想再热循环热效率的表达式。在一定的压比范围内，采用再热循环后，装置的热效率降低。对于理想再热循环，同样存在着使效率获得最大值的最佳压比 $(\pi_{\eta_{r-\max}})_{opt}$ ，且使得效率获得最大值的最佳压比大于使比功获得最大值的最佳压比。

5 理想循环与实际循环的差距

以上讨论了理想循环的性能，而实际上的燃气轮机循环与理想循环有许多差别。从分析理想循环的假定条件可以知道，在实际循环中燃气和空气的热力性质是不同的，此外工质的热力性质也随着温度、压力以及气体的组分发生变化；实际的压缩和膨胀过程是非等熵过程，存在着各种损失（热损失、化学损失、泄漏损失、摩擦损失、传动辅机耗功等其他损失）；在压气机和透平之间由于燃料的加入等还存在着工质流量的差别等。因而对理想循环的假定与实际不符，表

现为燃气轮机的实际性能与理想循环条件下的性能不同。以下逐一分析这些差别对循环性能的影响，讨论实际循环的燃气轮机性能。

5.1 压气机和透平效率

由叶轮机的工作原理可知，实际上的压缩和膨胀过程都不可能是等熵的而是有损耗的。图 12.2-12 给出了理想压缩、膨胀过程以及实际压缩、膨胀过程的示意图。其中 1-2 为实际压缩过程，1-2' 为理想压缩过程，3-4 为实际膨胀过程，3-4' 为理想膨胀过程。为了衡量实际的压缩和膨胀过程与等熵过程的差距，分别引入了透平和压气机的效率，也称为内效率。

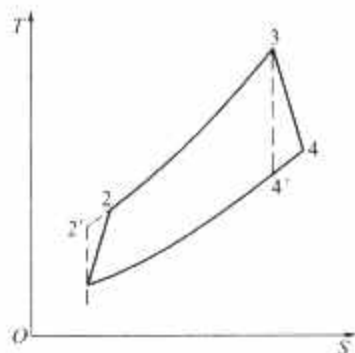


图 12.2-12 理想过程与实际过程示意

对于压气机，实际的压缩过程耗功要大于等熵压缩过程耗功，引入压气机效率

$$\begin{aligned} \eta_c &= \frac{w_{sc}}{w_c} = \frac{\Delta T_{sc}^*}{\Delta T_c^*} \quad (12.2-18) \\ \Delta T_{sc}^* &= T_{2s}^* - T_1^* \\ \Delta T_c^* &= T_2^* - T_1^* \end{aligned}$$

式中： w_{sc} 为等熵压缩过程压气机的比功； w_c 为实际压缩过程的压气机比功； ΔT_{sc}^* 为等熵压缩过程压气机内工质的温升； ΔT_c^* 为实际压缩过程压气机内工质的温升。

有了压气机的效率公式 (12.2-18) 后，实际的压缩功为

$$w_c = c_p(T_{2s}^* - T_1^*) / \eta_c = c_p T_1^* (\pi_{HT}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) / \eta_c \quad (12.2-19)$$

对于透平，实际的膨胀功小于等熵膨胀功，引入透平效率

$$\begin{aligned} \eta_T &= \frac{w_T}{w_{sT}} = \frac{\Delta T_T^*}{\Delta T_{sT}^*} \quad (12.2-20) \\ \Delta T_{sT}^* &= T_3^* - T_{4s}^* \\ \Delta T_T^* &= T_3^* - T_4^* \end{aligned}$$

式中： w_{sT} 为等熵膨胀过程透平的比功； w_T 为实际膨胀过程透平的比功； ΔT_{sT}^* 为等熵膨胀过程透平内工质的温降； ΔT_T^* 为实际过程压气机内工质的温升。

同样，有了透平的效率公式 (12.2-20) 后，实际的膨胀功为

$$w_T = c_p(T_3^* - T_{4s}^*) \eta_T = c_p T_3^* (1 - \pi_{LT}^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}}) \eta_T \quad (12.2-21)$$

故实际的装置比功为

$$w_n = w_T - w_c = \eta_T w_{sT} - w_c / \eta_c \quad (12.2-22)$$

由式 (12.2-22) 可知，装置的比功 w_n 随着压气机效率 η_c 和透平效率 η_T 的下降而下降，即压气机和透平的性能对装置的比功均有影响。实践证明，压气机的效率和透平的效率对于装置性能的影响程度是不同的。

假定 η_T 改变了 $\Delta\eta_T$, 其他参数不变, 则装置的比功变化为

$$w_h + \Delta w_h = (\eta_T + \Delta\eta_T) w_{sT} - w_{sc} / \eta_c = w_h + \Delta\eta_T w_{sT}$$

将上式变形, 可得

$$\frac{\Delta w_h}{w_h} = \Delta\eta_T \frac{w_{sT}}{w_h} = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} \frac{w_{sT}}{w_h} = \frac{1}{\lambda} \times \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} \quad (12.2-23)$$

从式 (12.2-23) 可以看出, 透平的效率 η_T 对装置比功的影响有“放大”作用, 其“放大”系数为 $\frac{1}{\lambda}$ 。由上文 (2.2.3 节) 知道, 有用功系数 λ 可以用来衡量工况变动时装置性能对各部件性能变化的敏感性, λ 越小, η_T 对比功的影响越大, 装置对 η_T 的变化越敏感。反之, λ 越大, η_T 对比功的影响越小, 装置对 η_T 的变化越不敏感, 装置的性能越好。

假定 η_c 改变了 $\Delta\eta_c$, 其他参数不变, 则装置的比功变化为

$$\begin{aligned} w_h + \Delta w_h &= \eta_T w_{sT} - \frac{w_{sc}}{\eta_c + \Delta\eta_c} = w_h + \frac{w_{sc}}{\eta_c} - \frac{w_{sc}}{\eta_c + \Delta\eta_c} \\ &= w_h + \frac{\Delta\eta_c w_{sc}}{\eta_c (\eta_c + \Delta\eta_c)} \end{aligned}$$

将上式变形, 可得

$$\begin{aligned} \frac{\Delta w_h}{w_h} &= \frac{\Delta\eta_c}{\eta_c + \Delta\eta_c} \frac{w_{sc}}{\eta_c w_h} = \frac{\Delta\eta_c}{\eta_c + \Delta\eta_c} \frac{w_{sT} - w_{sc}}{w_h} \\ &= \left(\frac{1}{\lambda} - 1 \right) \frac{\Delta\eta_c}{\eta_c + \Delta\eta_c} \approx \left(\frac{1}{\lambda} - 1 \right) \frac{\Delta\eta_c}{\eta_c} \end{aligned} \quad (12.2-24)$$

比较式 (12.2-23) 和式 (12.2-24) 可以看出, 压气机的效率 η_c 对装置比功的影响小于透平的效率 η_T , 系数约为 $\frac{1}{\lambda} - 1$ 。

图 12.2-13 给出了 η_c 和 η_T 对简单循环比功影响的示意图。

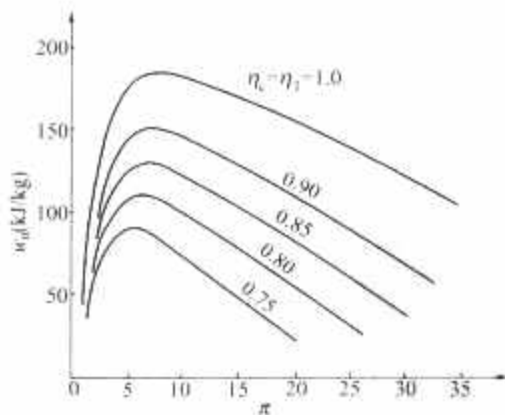


图 12.2-13 η_c 和 η_T 对简单循环比功的影响 ($\tau=4$)

下面考察压气机和透平的效率对装置效率的影响。

假定 η_T 改变了 $\Delta\eta_T$, 其他参数不变, 此时对装置的加热量 Q 不变, 所以 η 的变化同 w_h 的变化成正比, 从上述讨论已知透平效率 η_T 的变化对装置比功的影响为 $\frac{1}{\lambda}$ 倍, 故 η 变化同样为 η_T 变化的 $\frac{1}{\lambda}$ 倍。

假定 η_c 改变了 $\Delta\eta_c$, 其他参数不变, 此时由于 η_c 的变化会使得压气机出口的工质温度发生变化, 当 η_c 下降时, 会使得压气机出口处工质温度 T_2^* 增加, 从而使得加入到装

置中的燃料量相应减少, 因此, 压气机的效率 η_c 对整个装置效率的影响将小于 $\frac{1}{\lambda} - 1$ 倍。

图 12.2-14 给出了 η_c 和 η_T 对简单循环装置效率的影响示意图。

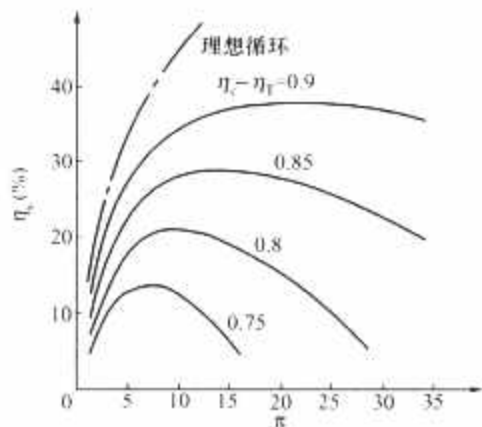


图 12.2-14 η_c 和 η_T 对简单循环效率的影响 ($\tau=4$)

目前, 压气机和透平效率的一般范围为:

轴流式压气机 $\eta_c = 0.85 \sim 0.9$;

离心式压气机 $\eta_c = 0.75 \sim 0.85$;

轴流式透平 $\eta_T = 0.85 \sim 0.92$;

向心式透平 $\eta_T = 0.75 \sim 0.88$ 。

5.2 压损 Δp

在实际的燃气轮机装置中, 工质在流动过程中不可避免地存在着各种损失, 具体表现为工质的滞止压力损失。通常可用压力损失系数 ξ 或压力保持系数 Φ 来衡量各部件压力损失的大小。所谓压力损失系数, 也称压损率, 指局部压力损失占当地全压的比例。所谓压力保持系数, 也称压力恢复系数, 指出口与进口全压之比。对于简单循环, 压力损失主要包括进气压力损失 Δp_1^* 、燃烧室压力损失 Δp_2^* 和排气压力损失 Δp_4^* 。这些损失用压力损失系数可表示为

$$\xi_1 = \frac{\Delta p_1^*}{p_a} = \frac{p_a - p_1^*}{p_a} \quad (12.2-25)$$

$$\xi_B = \frac{\Delta p_2^*}{p_2^*} = \frac{p_2^* - p_3^*}{p_2^*} \quad (12.2-26)$$

$$\xi_4 = \frac{\Delta p_4^*}{p_4^*} = \frac{p_4^* - p_a}{p_4^*} \quad (12.2-27)$$

用压力保持系数可表示为

$$\Phi_1 = \frac{p_a - \Delta p_1^*}{p_a} = 1 - \xi_1 \quad (12.2-28)$$

$$\Phi_B = \frac{p_2^* - \Delta p_2^*}{p_2^*} = 1 - \xi_B \quad (12.2-29)$$

$$\Phi_4 = \frac{p_4^* - \Delta p_4^*}{p_4^*} = 1 - \xi_4 \quad (12.2-30)$$

由此可得

$$p_1^* = p_a - \Delta p_1^* = \Phi_1 p_a$$

$$p_3^* = p_2^* - \Delta p_2^* = \Phi_B p_2^*$$

$$p_4^* = p_a + \Delta p_4^* = p_a / \Phi_4$$

因此, 透平的膨胀比 π_T 可以表示为

$$\pi_T = \frac{p_3^*}{p_4^*} = \frac{\Phi_B p_2^*}{p_a / \Phi_4} = \frac{\Phi_B p_1^* \pi}{p_a / \Phi_4} = \Phi_1 \Phi_B \Phi_4 \pi \quad (12.2-31)$$

由于压力保持系数总是小于 1, 因而由式 (12.2-31) 可知, 由于压力损失的存在, 使得透平的膨胀比小于压气机的

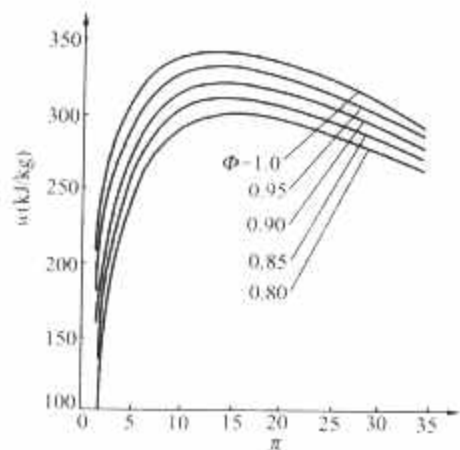


图 12.2-15 压力损失对比功的影响
($\eta_c=0.87$, $\eta_T=0.88$, $\eta_b=0.98$, $\tau=5$)

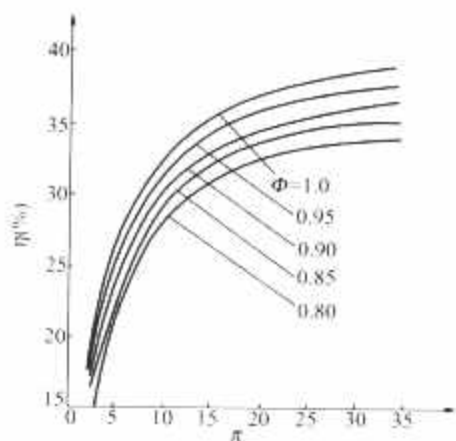


图 12.2-16 压力损失对效率的影响
($\eta_c=0.87$, $\eta_T=0.88$, $\eta_b=0.98$, $\tau=5$)

压缩比, 即 $\pi_T < \pi_c$, 透平比功减少, 导致循环的比功和效率下降。图 12.2-15 和图 12.2-16 分别给出了当透平效率 η_T 、压气机效率 η_c 、燃烧室热效率 η_b 以及温比 τ 分别取 0.88、0.87、0.98 以及 5.0 时, 压力损失对循环比功和效率的影响。一般来说, 压力损失系数每增加 5%, 将会使比功下降 2%~5%, 效率下降 1%~2%。由于压力损失与工质流速的平方及阻力系数有关, 因而应尽量减少弯头, 控制流速。通常, 简单循环燃气轮机的压力保持系数为 0.92~0.96。对复杂循环, 还需考虑回热器、间冷器、再热器等的压损。

5.3 燃烧效率

燃烧室的实际燃烧过程存在着物理和化学的不完全燃烧损失, 故需用燃烧效率来表示燃烧的完善程度。燃烧效率指工质在燃烧室中实际获得的热量(使工质温度升高)与加入燃烧室的燃料完全燃烧时所放出的热量之比, 用数学表达式可表示为

$$\eta_b = \frac{\text{工质得热}}{\text{消耗燃料具有的比能}} = \frac{c_p(T_3^* - T_2^*)}{fH_u} \quad (12.2-32)$$

循环的效率可表示为

$$\eta = \frac{w_h}{fH_u} = \frac{w_h}{c_p(T_3^* - T_2^*)} \eta_b \quad (12.2-33)$$

由式(12.2-33)可见, η_b 将影响循环的效率, 原因是当 η_b 变化时, 为达到相同的 T_3^* , 加入到燃烧室的燃料量会发生变化, η_b 对效率的影响不像压气机和透平的效率一样具有放大作用, 而是成正比地影响循环的总的效率。由于燃烧效率的大小不直接影响压气机和透平的比功, 其对装置总的比功的影响主要为进入透平的工质流量的差别。由于燃料的流量一般很小, 仅占空气流量的 1%~2%, 故其对比

功的影响很小, 一般不予考虑。

通常, 燃烧效率 η_b 主要取决于不完全燃烧的程度。目前, η_b 已达到较高水平, 其范围一般为 0.96~0.99, 多数达 0.98 左右。

5.4 工质的流量变化

实际的燃气轮机在工作时, 压气机进口的空气流量 G_c 通常与透平进口的燃气流量 G_T 是不同的。造成这种差别的原因主要有: 燃烧室中要加入燃料, 设其流量为 G_f , 这部分燃料燃烧后形成的燃气流量与空气流量不同; 压气机中可能有一部分空气需要引出以冷却透平, 设冷却空气流量为 G_{gl} , 其中去冷却第一级静叶的空气流量以 G_{gl1} 表示, 到其他级冷却的空气流量以 G_{gl2} 表示, 即 $G_{gl} = G_{gl1} + G_{gl2}$, 当燃气初温高, 透平采用冷却叶片时, 这部分冷却空气的流量可达压气机进口空气的总流量的 10% 以上。综合考虑以上因素, 实际透平进口 T_3 点处的工质流量可表示为

$$G_3 = G_c + G_f - G_{gl} + G_{gl1} \quad (12.2-34)$$

在计算透平的膨胀功时采用燃气当量流量 G_T , 主要考虑冷却空气参与膨胀做功时要打一个折扣, 折合后参与做功的冷却空气的流量为 G_{gl1} , 其计算式为

$$G_{gl1} = G_{gl} X_{gl1} \quad (12.2-35)$$

式中: X_{gl1} 为冷却空气做功能力的折合系数。

因此, 参与透平做功的燃气流量为

$$G_T = G_c + G_f - G_{gl} + G_{gl1} X_{gl1} \\ = G_c (1 + f' - X_{gl} + X_{gl1} X_{gl1}) \quad (12.2-36)$$

式中: $f' = G_f/G_c$; $X_{gl} = G_{gl}/G_c$; $X_{gl1} = G_{gl1}/G_{gl}$ 。

此时, 燃烧室中的燃料空气比为

$$f = \frac{G_f}{G_c - G_{gl}} \quad (12.2-37)$$

其计算方法为

$$f = \frac{c_{pb}(T_3^* - T_2^*)}{H_u \eta_b + I_{c0} c_{p0}(T_3^* - 298) - (1 + I_{c0}) c_{pg}(T_3^* - 298)} \times \frac{1}{1 - X_{gl}} \quad (12.2-38)$$

式中: c_{pb} 、 c_{p0} 和 c_{pg} 分别为燃烧室中气体、空气和纯燃气的平均比定压热容值。

在燃气轮机中, 一般 f 值不超过 0.02, X_{gl} 的高低随 T_3^* 的高低以及冷却状况的不同在较大的范围内变化, 其变化范围大致为 4%~12%。现代燃气轮机装置中, 由于压比 π 不断提高, 因而使得高压冷却空气本身的温度已经很高, 相应的冷却空气量也需要得更大, 其值占总空气量的比重可达 15%。因此, 进入透平的燃气流量要比压气机的空气流量小许多, 使得透平的比功减少, 导致循环的比功和效率下降。

这里, 要着重说明一下透平叶片冷却对装置效率 η 的影响。一般来说, 透平冷却越好, 则 T_3^* 可越高, 从而使得 η 提高。但从上述分析又可以看出, 当冷却空气量增大时, 则实际进入到透平中的工质流量减少, 将使得 η 下降。因而可能出现虽然 T_3^* 在提高, 而循环效率不增加反而下降的情况。通常 X_{gl} 每增加 5%, 会使 w_h 比功下降 10%~20%, η 下降 0.02~0.06。

图 12.2-17 给出了冷却空气量消耗对装置效率影响的示意图。图 12.2-17 中的虚线表示有冷却空气时装置的效率, 实线为无冷却时装置的效率, 即不考虑压气机和透平流量差别的理想情况下的效率。由图 12.2-17 中虚线可以看出, 当 $\pi=30$ 时, 虽然 T_3^* 由 1140℃ 提高到 1205℃, 但 η 的提高很

小,甚至可能下降。

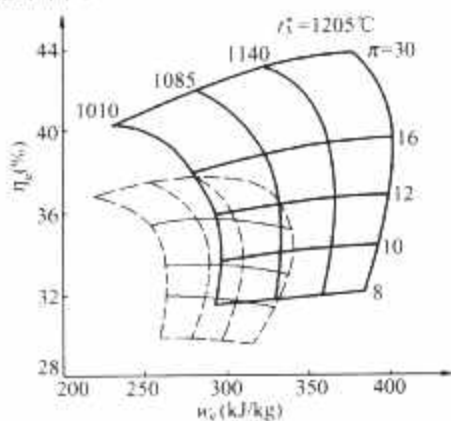


图 12.2-17 冷却空气消耗对装置效率的影响

因此,必须不断提高透平叶片的冷却技术,使得在保证透平叶片很好的冷却效果的同时,用于冷却的空气量增加得很少,这样才能使得 η 得到显著的提高。

5.5 工质的热力性质

在理想循环中,假定工质的热力性质不变,即认为空气与燃气的热力性质相同,且不随温度和其他条件变化。即

$$c_{pa} = c_{pg} = c_p, k_a = k_g = \text{常数}$$

实际上,空气与燃气的组成成分不同,热力性质也不同。为了准确计算 w_h 和 η , 必须要考虑工质热力性质变化的影响。目前,国内广泛应用吴仲华编著的《燃气热力性质表》来计算气体的热力性质。现已将其拟合多项式,采用单一气体的分段平均及混合气体定律来计算

$$c_p = f(T) = aT^4 + bT^3 + cT^2 + dT + e$$

$$c_{pg} = \sum \frac{q_i}{q_R} c_{pi} = \frac{q_{CO_2}}{q_R} c_{pCO_2} + \frac{q_{O_2}}{q_R} c_{pO_2}$$

在近似计算中,可取

$$c_{pa} = 1.01 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$c_{pg} = 1.147 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$k_a = 1.4$$

$$k_g = 1.333$$

5.6 回热度和间冷度

在理想回热循环中曾假定,离开回热器的高压空气可以被加热至透平排气的温度,即 $T_{2a}^* = T_4^*$, 同时 $T_{4a}^* = T_2^*$ 。在理想间冷循环中假定,间冷器出口的工质可以被冷却到进入燃气轮机(压气机进口)时的温度 T_1^* , 即 $T_{1m}^* = T_1^*$ 。以上假定仅在换热器面积为无限大时才可能实现,而实际的换热器面积有限,因而换热器中冷热介质的温度不可能相同。通常可通过引入回热度和间冷度来说明加热或冷却的程度。

回热度指实际回热量与理想回热量的比值,其表达式为

$$\sigma = \frac{T_{2a}^* - T_2^*}{T_4^* - T_2^*} \quad (12.2-39)$$

回热度的大小通常随采用的回热器形式的不同而不同,对于板式回热器, σ 为 0.75~0.90, 对再生式回热器, σ 为 0.90~0.92。

同样,间冷度可表示为

$$\sigma_1 = \frac{T_{2m}^* - T_{1m}^*}{T_{2m}^* - T_w} \quad (12.2-40)$$

式中: T_w 为间冷器中冷却水的温度。由于采用水作为冷却剂,传热快,故间冷度一般很高, σ_1 为 0.9~0.99。

5.7 机械损失

在燃气轮机中,除了具有流动、燃烧等损失外,还有轴

承摩擦和传动辅机等机械损失,这些损失可统一用机械效率 η_m 来衡量。在考虑机械损失时,可将 η_m 折合到 w_T 、 w_c 或 w_h 中进行计算。

一般, η_m 可取为 0.99。在辅机传动有特殊需要时, η_m 值将降低,可视具体情况取定。由于 η_m 会使得装置的比功和效率下降,因而在燃气轮机设计时应尽量减少这部分损失。

6 实际循环的热力性能

由于实际燃气轮机循环与理想循环存在着较大的差异,这些差异的存在导致实际的燃气轮机循环性能也有较大改变。

6.1 实际简单循环

图 12.2-18 给出了实际简单循环的 T - S 图。其中,过程 1-2 和 3-4 是考虑了压气机和透平效率后的实际压缩和膨胀过程; $a-1$ 表示进气口的压力损失,使压气机的进口空气压力由 p_a 降至 p_1^* ; 过程 2-3 为燃烧室中的实际过程, Δp_2^* 为燃烧室内的压力损失; $4-a'$ 为考虑了排气口压力损失的实际过程。

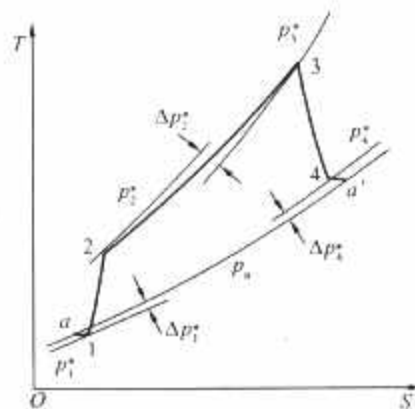


图 12.2-18 燃气轮机实际简单循环

鉴于上述变化,使得实际循环的性能与理想循环相比有较大差异。图 12.2-19 为实际循环的比功。图中给出的曲线是在 $\eta_c = 0.87$, $\eta_T = 0.88$, $\eta_B = 0.98$, $v_m = 0.97$, $\bar{q}_{cl} = 0.04$, $\Phi = 0.94$ 的条件下获得的。与图 12.2-2 相比,图形基本类似,但在相同的 τ 和 π 下比功值下降较多。对于实际简单循环,仍然存在着使比功获得最大值的最佳压比,但是具体数值与理想循环不同。

图 12.2-20 为实际循环的效率,计算条件与图 12.2-19 相同。与图 12.2-4 相比有较大的差别。首先是效率不仅与 π 有关,而且也与 τ 有关, τ 越大效率越高。其次在 τ 一定的情况下,存在使效率获得最大值的最佳压比。再次是在 π 与 τ 相同的情况下,效率值比理想循环时下降较多。此外,对于实际简单循环,使效率获得最大值的最佳压比与使比功获得最大值的最佳压比一般不同,前者要高于后者,即 $(\pi_{\eta_{\max}})_{\text{opt}} > (\pi_{w_{\max}})_{\text{opt}}$, 且二者相差较大。

由图 12.2-20 可见,温比 τ 对实际循环的性能影响很大,由此也促使人们不断努力以提高 τ 。由于 τ 值的大小取决于 T_1^* 和 T_3^* , 因而 T_1^* 的降低和 T_3^* 的提高均可使得 τ 的值增加。但 T_1^* 一般是大气温度,是人们所不能控制的,因而在相同的 T_3^* 下,在冬季和寒冷地区燃气轮机的效率通常较高,而在夏季和热带地区时效率较低。 T_3^* 的提高主要取决于透平高温材料的发展和叶片冷却水平的提高。

在考虑了上述因素后,对循环计算所得的比功为实际的有效输出,相应的热效率也是实际的有效效率。为了区别于理想循环,分别用 w_e 和 η_e 来表示实际循环的比功和效率,

如图 12.2-19 和图 12.2-20 所示。

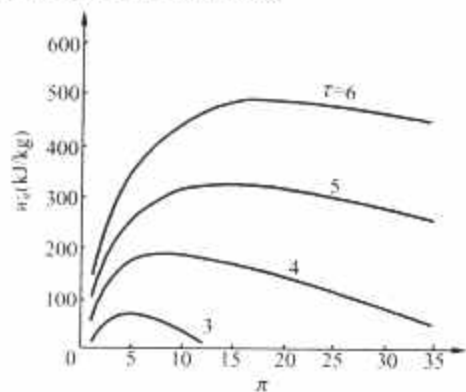


图 12.2-19 实际简单循环比功

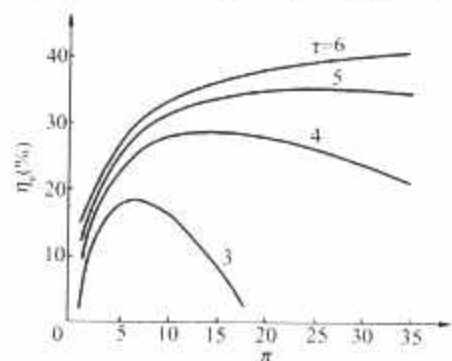


图 12.2-20 实际简单循环效率

6.2 实际回热循环

实际回热循环如图 12.2-21 所示，它与实际简单循环基本相同。由于回热器两侧分别流动着空气和燃气，与管道中流动一样存在着压力损失，因此采用回热器后会使总的压力保持系数下降 0.04~0.08，造成实际回热循环的比功下降。而比功随 π 和 τ 的变化情况仍与图 12.2-19 相同。

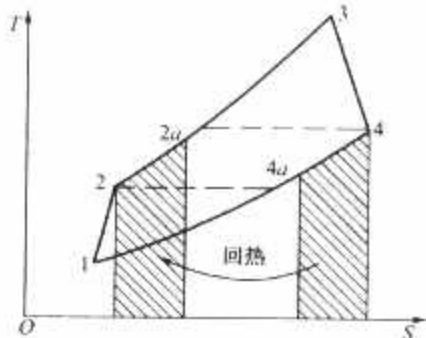


图 12.2-21 实际回热循环

实际回热循环的效率如图 12.2-22 所示，它与理想回热循环的相同之处是效率随着 τ 的增加而提高，不同之处是出现了 $(\pi_{\eta_c=\max})_{opt}$ 。从图 12.2-22 中可以看出，回热循环的 $(\pi_{\eta_c=\max})_{opt}$ 比简单循环（相应于 $\sigma=0$ 的虚线）的大为下降，使得它趋近于使比功获得最大值的最佳压比 $(\pi_{w_c=\max})_{opt}$ 。可见，采用回热循环后，可在较低的压比下使得比功和效率

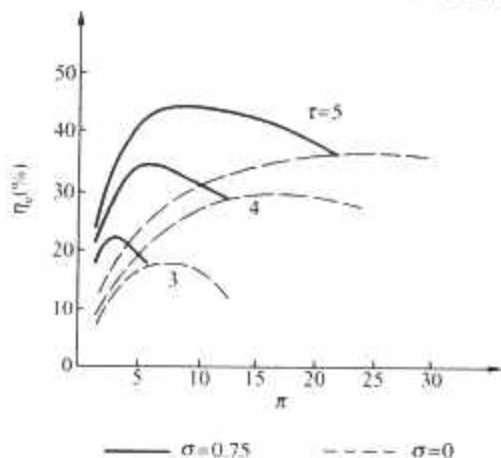


图 12.2-22 实际回热循环的效率

同时获得最佳值。

回热度对效率的影响如图 12.2-23 所示。由图 12.2-23 中可以看出，在相同的 π 下，随着 σ 的增大，系统的效率增加。但是， σ 的增大必然意味着换热器尺寸的增大，进而使压力损失增大。此外，随着 σ 的增大， $(\pi_{\eta_c=\max})_{opt}$ 会有所下降。在相同的 τ 下，不同 σ 时的曲线将随着 π 的增大而最终汇集于一点，该点即为此 τ 下的临界压比。

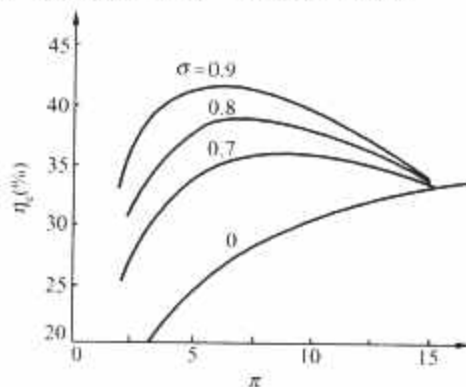


图 12.2-23 回热度对效率的影响

由上讨论可知，采用回热循环可较多地提高机组的效率，但目前只在小功率的机组中应用较多。原因如下：对于大功率机组，需要的回热器体积和尺寸较大，运行中回热器的清洗困难；近年来简单循环燃气轮机发展迅速，机组效率已达 36%~42.9% 的高水平；燃气—蒸汽联合循环和燃气轮机联供系统的迅速发展，同样实现了能量的梯级利用。

但在某些应用中，燃气轮机则必须采用回热循环，才能有效提高效率，增强竞争力。例如应用于车辆的燃气轮机，只有采用回热循环后才能达到较低的燃料消耗率，从而增强与柴油机的竞争能力；又如应用于分布式能源系统的微小型燃气轮机装置，均采用回热循环。

6.3 复杂循环

6.3.1 实际间冷循环

实际的间冷循环，由于间冷器中有传热温差，因而一般是 $T_{lm} > T_1^*$ ，采用水作为冷却工质的间冷器，二者相差 15~20℃。其次，工质在间冷器中有压力损失，使得各段中的压比较理想的高些，才能在压缩后达到所需的压力 p_2^* ，导致各段压缩的压比的乘积大于总的压比，即 $\pi_{1c} \pi_{2c} > \pi$ ，显然，这使得采用间冷的实际循环比功的增大量小于理想时的情形。实际间冷循环如图 12.2-24 所示，其中阴影部分的面积是比功增大的部分。

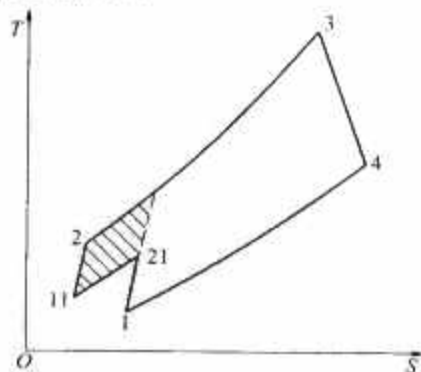


图 12.2-24 实际间冷循环 T-S 图

实际间冷循环的性能如图 12.2-25 所示。与简单循环相比，比功增加较多，且 $(\pi_{w_c=\max})_{opt}$ 也提高了一些，效率随 π 的变化要比简单循环平坦些，但 $(\pi_{\eta_c=\max})_{opt}$ 高很多，在高的压比范围内效率高于简单循环。因此，间冷循环宜采用较高的压比，这样不仅比功增加较多，又能获得较高的效率。

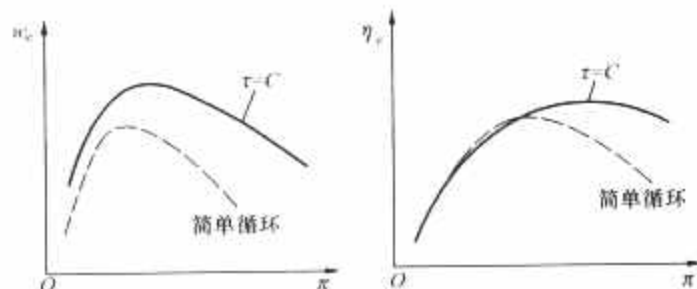


图 12.2-25 实际间冷循环的性能

实际应用中,间冷循环燃气轮机一般只采用一次间冷,个别采用两次间冷。在多段压缩的压比分配方面,除按各段压比相等的原则来分配压缩功,以获得最大比功外,还可采用不相等的分配方法,适当降低低压段压比,提高高压段压比,这样比功的增加量虽不是最大,但是却提高了 T_2^* ,减少了燃烧室中的加热量,有利于提高热效率。对于采用一次间冷的循环,可以是 $\pi_{HC} : \pi_{LC} = 6 : 4$ 左右,甚至是 $7 : 3$ 左右,对于压气机分轴的燃气轮机,这样的分配方式还可有效改善机组的变工况性能。

6.3.2 再热循环

实际的再热循环,由于再热燃烧室中有压力损失及存在不完全燃烧,影响循环比功的增加和效率的变化。实际再热循环如图 12.2-26 所示,阴影部分表示比功增大的部分。

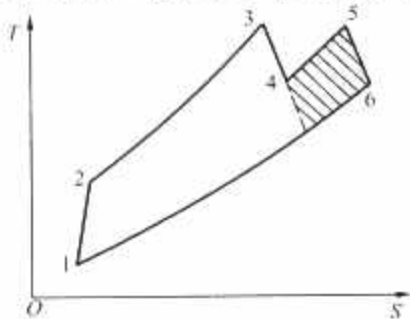


图 12.2-26 实际再热循环

实际再热循环的性能如图 12.2-27 所示。可见采用再热后,循环比功比简单循环大很多, $(\pi_{w_c=\max})_{opt}$ 也要高些。在高的压比下,采用再热循环效率也高于简单循环,且 $(\pi_{\eta_c=\max})_{opt}$ 也高出很多。因此,再热循环也适宜于选取较高的压比,使比功增加而效率较高。

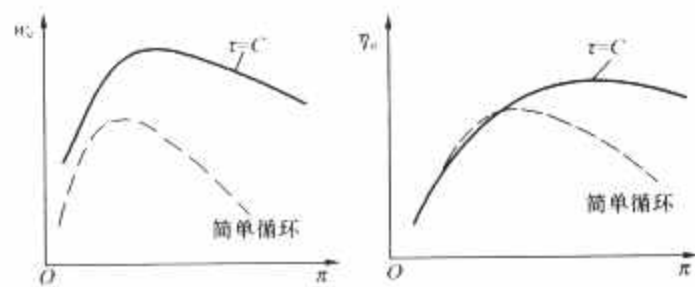


图 12.2-27 实际再热循环的性能

实际应用中,再热循环只用一次再热。再热后工质的温度 T_{3m}^* 一般与 T_3^* 相同。但在 T_3^* 很高时,为了减少再热燃烧室冷却结构设计的困难(因其进口工质的温度已经很高),可取 $T_{3m}^* < T_3^*$ 。例如一台试验性的大功率燃气轮机,采用再热,其 $t_3^* = 1300^\circ\text{C}$, $t_{3m}^* = 1124^\circ\text{C}$ 。

再热循环与间冷循环相比(与图 12.2-25 相比较),可使比功增加得更多,效率也能稍高一些。但由于再热燃烧室火焰筒的冷却设计难度大,同时增加了再热燃烧室的调节问题,使控制系统趋于复杂。因而在间冷循环能满足增大比功的要求时一般不再采用再热循环。当要求更多增加比功时,才将再热与间冷一同使用。

6.3.3 其他循环

图 12.2-28 所示为间冷再热循环的方案图。同时采用间冷和再热循环,一方面使得压气机的压缩功降低;另一方面使得透平的膨胀功增加,因而使得装置的比功增大。但是采用了间冷和再热循环后,在一定的压比范围内,会使得装置的效率大大下降。

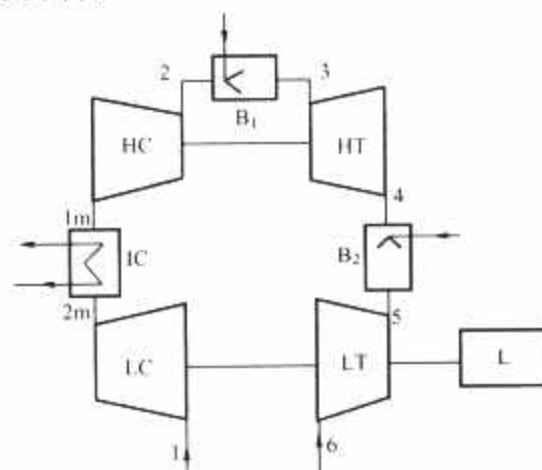


图 12.2-28 间冷和再热循环的方案布置图

图 12.2-29 给出了采用间冷回热循环的效率图。其中间冷循环使得装置的比功增加,而回热不改变装置的比功,因而间冷回热循环的比功增大。另一方面,采用间冷可以使得 T_2^* 降低,使得采用回热时的回热温差 $(T_4^* - T_2^*)$ 较简单循环的大,因而效率的提高比简单循环采用回热后的提高要多。

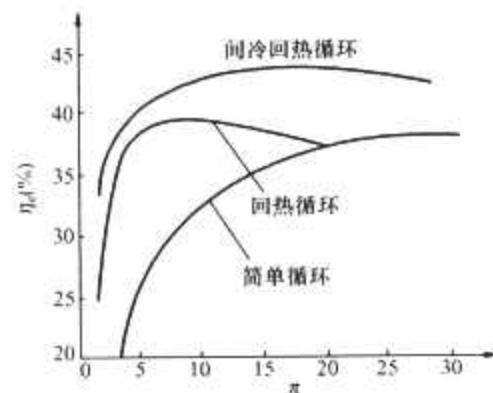


图 12.2-29 几种循环效率的比较

再热回热循环的情况与间冷回热类似。一方面,再热循环使得装置的比功增大。另一方面,采用再热后使得透平最终的排气温度 T_4^* 升高,使得回热温差增大,因而效率的提高也比简单循环采用回热后提高得多。

7 热力循环的计算方法

设计一台燃气轮机装置,首先应该对燃气轮机设计工况的参数进行计算和选择,即进行热力循环计算,从而为燃气轮机的各个部件的设计或选型提供可靠的依据。

循环总是在给定一些条件下进行的,一些参数通常是预先选定的,如大气温度 T_a 、大气压力 p_a 、透平效率 η_T 、压气机效率 η_c 、燃烧室效率 η_b 、机械效率 η_m 、冷却空气系数 X_{gl} (包括漏气量)、进气道压损系数 ξ_1 、燃烧室压损系数 ξ_b 和排气道压损系数 ξ_6 。燃气初温 T_3 一般是根据透平叶片材料、冷却技术等因素来确定。

在选定燃气轮机装置的主要热力参数后,热力循环一般采用逐点计算法,在给定的每一个温比 τ 的情况下,合理地选用不同的压比 π ,根据这些数据点就能绘出 $w_c - \pi$ 和 $\eta - \pi$ 的曲线。有了这些曲线,就能根据不同的要求选出合适的压比 π 。对于发电用燃气轮机,热效率是在比功之前首先要满足的技术指标,因此 π 应选择使热效率为最大的压比 $(\pi_{\eta=\max})_{opt}$ 附近。但大多

数燃气轮机的 π 选择在两者之间的某点上。

在上述所有参数都确定后，就可以按工质流经燃气轮机部件的先后顺序来进行计算。计算可采用简便的平均比定压热容法。计算过程见表 12.2-1。

根据热平衡的原理可以得出燃料系数 β 的计算公式为

$$\beta = \frac{L_0 c_{pb}(T_A - T_2)}{H_u \eta_b + L_0 c_{p0}(T_A - 298) - (1 + L_0) c_{pg}(T_A - 298)}$$

(12.2-41)

表 12.2-1 所示的热力循环的计算程序适用于简单循环的单轴机组。其他的循环方案，原理上是相似的。

表 12.2-1 燃气轮机热力循环计算过程

名 称	符 号	单 位	计 算 公 式
压气机进口压力	p_1	kPa	$p_a(1 - \xi_1)$
压气机进口温度	T_1	K	$t_a + 273$
压气机压比	π	—	选定
压气机出口压力	p_2	kPa	$p_1 \pi$
压气机等熵压缩出口温度	T_{2s}	K	$T_1 \pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ (κ 选定)
压缩过程等熵指数	κ	—	按 $(T_1 + T_2)/2, \beta = 0$ 查图 12.2-30
压气机效率	η_c	—	选定
压缩过程实际温升	ΔT_c	K	$\frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c}$
压气机实际出口温度	T_2	K	$T_1 + \Delta T_c$
压缩过程实际比定压热容	c_{pc}	kJ/(kg·K)	按 $(T_1 + T_2)/2, \beta = 0$ 查图 12.2-30
压缩过程实际消耗功	w_c	kJ/kg	$c_{pc}(T_2 - T_1)$
透平动叶前温度	T_3	K	给定
燃烧室出口温度	T_A	K	根据热平衡由 T_3 推出
空气平均比定压热容	c_{p0}	kJ/(kg·K)	按 $(T_A + 298)/2, \beta = 0$ 查图 12.2-30
燃烧室空气平均比定压热容	c_{p0}	kJ/(kg·K)	按 $(T_2 + T_A)/2, \beta = 0$ 查图 12.2-30
纯燃气比定压热容	c_{pg}	kJ/(kg·K)	按 $(T_A + 298)/2, \beta = 1$ 查图 12.2-30
理论空气量	L_0	kg/kg	由燃料种类确定
燃料系数	β_A	—	由式(12.2-41)得出
燃料空气比	f	—	$f = \beta_A/L_0$
透平进口压力	p_3	kPa	$p_2(1 - \xi_b)$
冷却空气系数	X_{g0}	—	给定
供给透平第一级静叶(喷嘴)的冷却空气流量系数	X_{g01}	—	
透平动叶前燃料系数	β_3	—	$\beta_3 = \beta_A \frac{1 - X_{g0}}{1 - X_{g0} + X_{g01} X_{g01}}$
膨胀过程等熵指数	κ	—	按 $(T_3 + T_{4s})/2, \beta_3$ 查图 12.2-30
透平效率	η_T	—	选定
膨胀过程实际温降	ΔT_t	K	$(T_3 - T_{4s}) \eta_T$
透平实际膨胀功	w_t	kJ/kg	$w_t = c_{pt} \Delta T_t G_t / G_c$
透平排气温度	T_4	K	$T_3 - \Delta T_t$
机组比功	w_n	kJ/kg	$w_t - w_c$
单位质量空气吸收的热量	q_1	kJ/kg	$f(1 - X_{g0}) H_u$
机组循环效率	η	—	w_n / q_1
机械效率	η_m	—	一般按 0.98~0.995 选取
发电机效率	η_G	—	一般按 0.96~0.99 选取
机组有效效率	η_e	—	$\eta_m \eta_G$
额定功率	P	kW	给定
空气流量	G_c	kg/s	P / w_n
燃料消耗量	G_f	kg/s	$G_c f (1 - X_{g0})$
耗油量	B	kg/kWh	$3600 G_f / P$

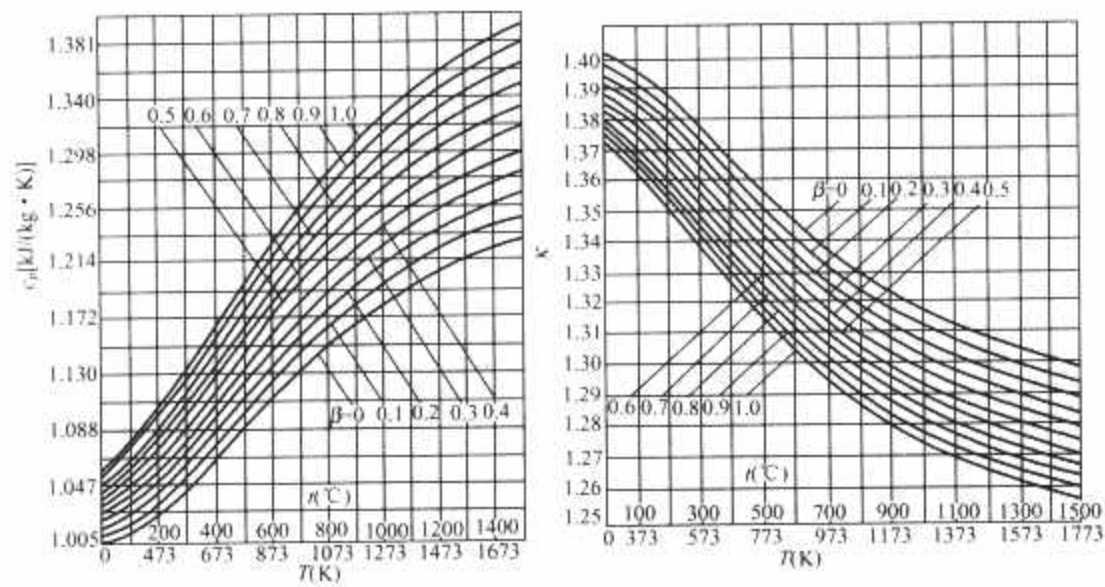


图 12.2-30 不同温度下空气和燃气的 c_p 和 κ

第3章 轴流压气机

1 轴流压气机的总体介绍

轴流压气机是燃气轮机的三大部件之一。它吸入空气并将其压缩，然后连续不断地向燃烧室提供高压空气。

如图 12.3-1 某 F 级燃气轮机的轴流压气机剖视图所示，轴流式压气机可分为两大基本组成部分，即转子和静子。转

子是以转轴为主体的可转动部分，在转轴上装有叶片。由于这些叶片随着转子一起转动，故将这些叶片称为动叶。静子是以气缸及装在气缸上各静止部件为主体的部分，一般简称为压气机静子；主要为气缸和静叶。由动叶和静叶就组成轴流式压气机的一个基本单元，称之为级。多级轴流式压气机就是由许多个彼此串联在一起工作的级组合而成的。

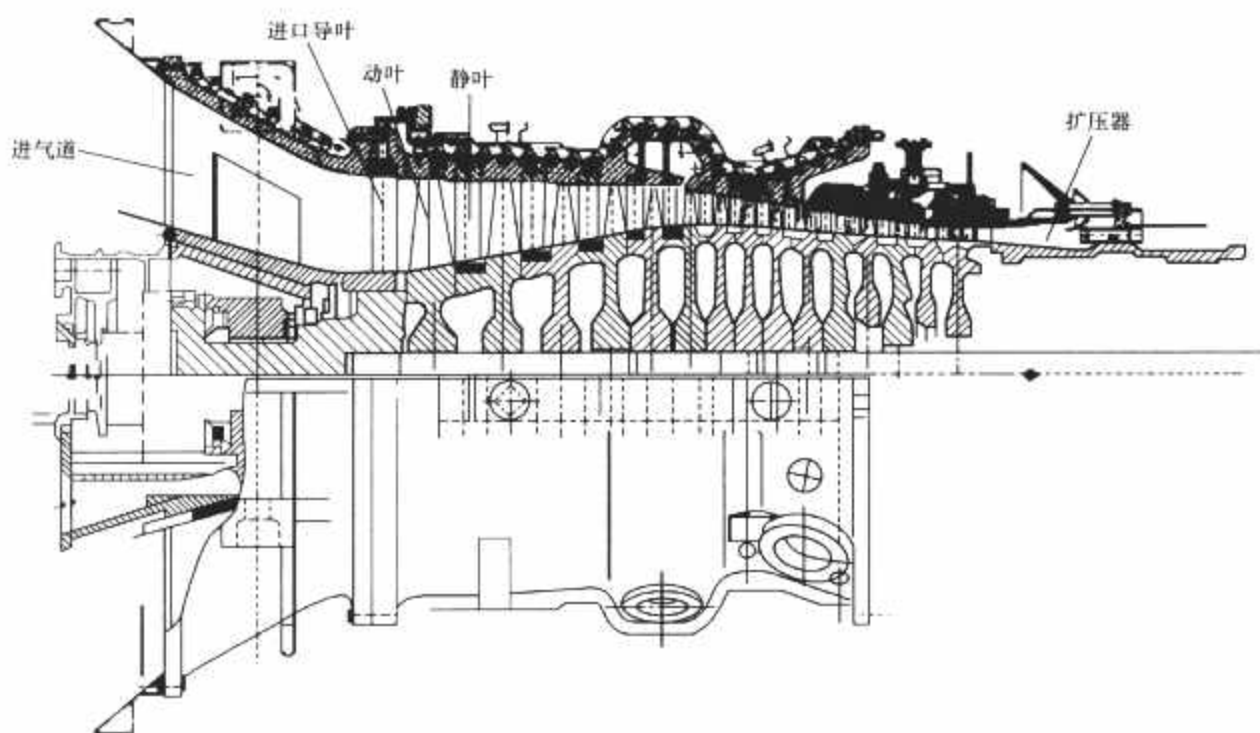


图 12.3-1 某 F 级燃气轮机的轴流式压气机的剖视图

通常在第一级动叶前还有一列静止固定的叶片，称为进口导叶（IGV），其作用是控制进入第一级动叶的气流方向。如果不用进口导叶，那么气体一般是沿轴向进入第一级动叶流道，这种情况称为轴向进气。在压气机末级静叶之后，对于低级负荷的压气机，一般还有 1~2 列静止叶片，称为出口导叶（OGV），如 E 级、F 级和 G 级轴流压气机，其作用是使最末级静叶出来的气流扩压并完全转为轴向流动；而对于高负荷的压气机，则没有出口导叶。在压气机的出口有环型扩压器；在出口扩压器中，气流将继续减速，使气流的压力进一步得到提高。当气流离开出口扩压器后，就流入燃烧室。

燃气轮机对压气机的要求有：

- （1）效率高。燃气轮机的效率和压气机效率的高低相关。在相同压比下，提高压气机效率可增加燃气轮机的出力。
- （2）单级压比高。适当地提高单级压比可减少压气机的级数，不但可以减少轴长，而且可能提高压气机的效率。在提高级压比时，由于叶片的负荷加大，可能导致压气机的喘振裕度不足。
- （3）单位面积通流能力大。适当地加大流量系数可以缩短压气机进口叶片的高度，有利于解决大功率燃气轮机的压气机设计和制造的难度。
- （4）压气机特性与透平特性相匹配。压气机的流量、功率、压比和转速在燃气轮机各工况下都要与透平的特性相适应。
- （5）稳定工况区宽。燃气轮机的各种运行工况应离压气

机的喘振线有一定裕度。通常所有运行工况的喘振裕度应大于 10%~25%。

（6）具有良好的防喘振措施。燃气轮机在启停过程中和低转速运行时，压气机可能处在失速范围，不能稳定运行。一般采用压气机级间抽气和调整可调导叶或静叶的角度等方式，使得燃气轮机能够稳定运行。

2 压气机级的工作原理

当轴流压气机的转子作高速旋转运动时，动叶对气体做功，使得动叶流道中的气体流速加快和压力升高；而在静叶的流道中，这股高速气流流过由静叶之间形成的通流截面不断增大的扩压流道时，气流的流速逐渐下降，气体的压力则进一步升高。如此，气流经过在多级动叶和静叶的流道中逐步增压，达到设计所要求的压力。

由此可见，压气机的动叶和静叶所组成的“级”是轴流压气机中能量交换的基本单元。而由所有的级串联在一起组成的流道，通常称为压气机的“通流部分”，它是轴流压气机的核心。

2.1 基元级的概念

图 12.3-2 为压气机级的示意图，动叶前的截面定义为 1-1 截面，动叶与静叶之间的截面为 2-2 截面，静叶后面的截面为 3-3 截面，这三个截面称之为特征截面。气流在叶片内部的流动很复杂，而这里只分析在特征截面上的流动特

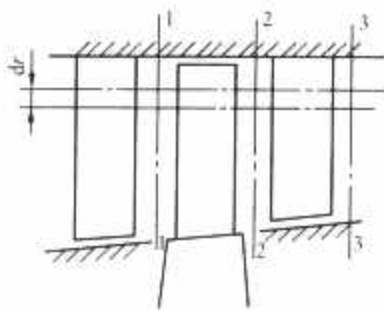


图 12.3-2 压气机的级

性，因此在本章后面的分析中，如无特别指明，则在特征截面上，将流动简化为气流沿周向没有变化，即在动叶和静叶的轴向间隙中的气流具有轴对称性；而且，认为动叶和静叶之间的间隙很小，可以不考虑气流沿轴向的变化。如此，就可以将压气机级内的复杂流动，简化为由 1-1 截面、2-2 截面、3-3 截面组成的一元流动。

基于以上的简化，可以近似地认为，级内的流动是由无限多层的环形薄层的流动所组成，在这三个特征截面的沿径向叶片高度等分的半径上，可以画出多个回转面，即流面；在半径 r_1 、 r_2 、 r_3 的回转面上，取沿径向叶片高度等分的 dr_1 、 dr_2 、 dr_3 形成流管。那么，可以认为气流是沿每一个回转面上的流管里流动的。这样的环形薄层流管的级定义为基元级。如果将 r_1 、 r_2 、 r_3 取为相同，则流面成为圆柱回转面，这样的基元级称为圆柱基元级。因 dr 很小，故可略去沿叶片高度气流参数和速度的变化，因而在基元叶栅中的流动和在平面叶栅中的流动是相同的。因此，引入基元级的概念之后，就可以利用研究平面叶栅中的气流流动方法来研究压气机基元级的工作原理。

2.2 基元级的气流速度三角形

如果把基元级展开，得到前后两排在平面上的叶片，如图 12.3-3 所示，前排为动叶栅，后排为静叶栅。动叶栅的移动速度就相当于动叶的相应转动速度。动叶前 1-1 截面和静叶前 2-2 截面上的流动的绝对速度和相对速度为

对于动叶栅，在 1-1 截面上

$$w_1 = c_1 - u_1$$

对于静叶栅，在 2-2 截面上

$$w_2 = c_2 - u_2$$

式中： w 为相对速度； c 为绝对速度； u 为移动速度。

速度之间的关系可以用图 12.3-4 基元级叶栅速度图表示。该三角形就是速度三角形或速度图。习惯上，把特征 1-1 截面和特征 2-2 截面上的速度三角形画在一起，表示为图 12.3-5。

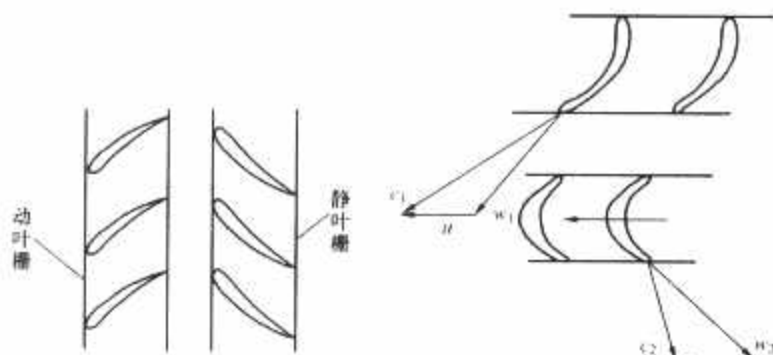


图 12.3-3 基元级示意

图 12.3-4 基元级叶栅速度图

2.3 外界通过工作叶轮对气体施加的理论功

气体流过压气机级时，其压力之所以能够增高，完全是由于外界通过工作叶轮对气体施加的理论功。根据动量原理，只要计算出单位时间内气流动量的变化，就可以计算出动叶栅给予气流的作用力。当 q (kg/s) 的空气流过动叶栅时，动叶栅对气流的作用力的切向分量应等于

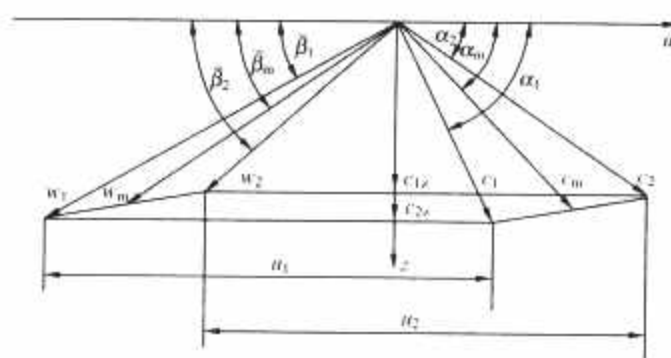


图 12.3-5 基元级的速度三角形

$$F_u = q(c_{2u} - c_{1u}) \quad (12.3-1)$$

那么，在气流速度三角形动叶平均直径截面上，当平均直径上的圆周速度为 u (m/s) 时，动叶栅施加给 q 气体的功率应等于

$$P = F_u u = qu(c_{2u} - c_{1u}) \quad (12.3-2)$$

对于每一千克空气而言，由动叶栅施加给气体的功应为

$$\Delta h = u \Delta c_u \quad (12.3-3)$$

式中： $\Delta c_u = c_{2u} - c_{1u}$ ，从图 12.3-5 上的速度三角形中，可以得到

$$\Delta h = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \quad (12.3-4)$$

式 (12.3-4) 清楚地表明：当 1kg 气体流过压气机的工作叶栅时，从外界吸入的功量，正好等于气流的绝对速度的动能与相对速度的动能的变化的总和。

2.4 基元级压缩过程的焓熵图

压气机工作过程中气体状态的变化，可用焓熵图来清晰地描绘。而且，焓熵图还能进一步说明叶栅及基元级工作过程中能量转换及其效率等概念。

如图 12.3-6 所示为气体流经基元级的 $h-s$ 图。1-2 过程为在动叶栅中的压缩过程，2-3 过程为在静叶栅中的扩压过程。连接点 1-2-3 的线表示气体流经基元级时，实际静止状态参数的变化过程；而连接点 1'-2'-3' 的线则表示气体滞止状态参数的变化过程。等熵压缩过程则为 1-2s-3's 线。

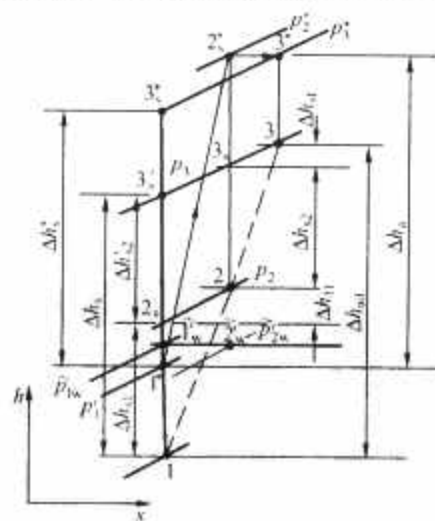


图 12.3-6 气流流经基元级时的焓熵图

在压气机基元级的动叶栅中，气体输入机械功导致气流焓及动能的变化。设动叶栅中，来流相对速度为 w_1 ，通过叶间扩张通道，减速升高压，由 p_1 升至 p_2 。在无流动损失的理想情况下，压缩过程为等熵的，即从点 1 至点 2s，此时，气流出口相对速度为 w_{2s} 。实际压缩过程是有损失的，出口状态点不是 2s，而为 2（有熵增），气流相对速度为 w_2 ($w_2 < w_{2s}$)。动叶栅中压缩过程的能量损失为

$$\Delta h_{1s} = \frac{w_{2s}^2 - w_2^2}{2} \quad (12.3-5)$$

由于离心力做功, 在无换热的条件下, 气流的相对滞止焓并不相等。但此时的气流滞止焓保持不变。

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = h_2 + \frac{u_2^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \quad (12.3-6)$$

在静叶栅中, 来流为绝对速度 c_2 , 经扩压, 压力从 p_2 升至 p_1 。在理想情形下, 压缩过程为等熵, 由状态点 2 至点 3s, 此时, 气流出口速度为 c_{3s} 。实际扩压过程有损失, 引起熵增, 状态点变成点 3, 出口速度为 c_3 ($c_3 < c_{3s}$)。显然, 静叶栅中的扩压能量损失为

$$\Delta h_{23} = \frac{c_{3s}^2 - c_3^2}{2} \quad (12.3-7)$$

静叶栅中, 气流没有热交换, 也不做功的交换, 此时, 气流滞止焓不变。即

$$h^* = h_2 + \frac{c_2^2}{2} = h_3 + \frac{c_3^2}{2} \quad (12.3-8)$$

2.5 基元级的效率

由于流动过程中存在各种损失, 气体在多级压气机中的流动过程不是等熵过程, 而是一个存在熵增的多变过程。压气机多变效率的定义是多变压缩功与实际输入的功 (不计外部机械损失) 之比。假定流动为绝热过程, 实际的输入功就是基元级进出口的滞止焓差。以 η_p^* 表示多变效率, 则

$$\eta_p^* = \frac{\frac{n}{n-1} RT_1^* \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{h_2 - h_1} \quad (12.3-9)$$

由于 $h_2 - h_1 = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1^* \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$, 所以

$$\eta_p^* = \frac{\frac{\kappa-1}{n}}{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (12.3-10)$$

定义等熵效率为等熵压缩功与实际输入功之比, 以 η_s^* 表示, 即

$$\eta_s^* = \frac{c_p T_1^* \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{c_p (T_2^* - T_1^*)} = \frac{\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1} = \frac{\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa \eta_p^*}} - 1} \quad (12.3-11)$$

由式 (12.3-11) 可见, 对于同样的多变效率 η_p^* , 压比越高, 则等熵效率与多变效率之差越大。从式 (12.3-10) 还可看出, 多变效率与压比无关。因此, 多变效率是衡量压气机通流部分气动性能优劣的真实标准。当压比无穷地接近 1 时, 等熵效率与多变效率相等, 这可以从下面的简单推导得出:

对多变过程, $pv^n = \text{常数}$ 。结合 $pv = RT$, 可以得到

$$dT = \frac{n-1}{n} \times \frac{dp}{p} T$$

同样对等熵过程, 可以得出

$$dT_s = \frac{\kappa-1}{\kappa} \times \frac{dp}{p} T$$

因而, 对无穷小的压缩过程, 可得

$$\eta_s = \frac{dT_s}{dT} = \frac{\frac{\kappa-1}{\kappa}}{\frac{n-1}{n}} = \eta_p \quad (12.3-12)$$

2.6 基元级的特性参数

为了对压气机基元级的流动特征进行有效的分析, 一般

引入三个无量纲的特性参数, 即反动度、负荷系数和流量系数。这三个无量纲的特性参数完全描述了基元级的速度三角形和流动过程的焓熵图等的特征。选定反动度、负荷系数和流量系数就可以确定压气机的级负荷分配、级数、流道的形状等。所以, 反动度、负荷系数和流量系数是压气机设计和研究的最重要的参数。

2.6.1 反动度

在压气机级中, 人们习惯于用反动度 Ω_k 的概念来表示气体在动叶栅中压力增高的程度。反动度的定义为

$$\Omega_k = \frac{h_R}{h} \quad (12.3-13)$$

式中: h_R 为动叶栅中的静参数比功; h 为基元级的理论功。由于

$$h_R = h_2 - h_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad (12.3-14)$$

所以

$$\Omega_k = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2h} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2h} \quad (12.3-15)$$

假定 $u_1 = u_2$, $c_{1u} = c_{2u}$ 时, 上面的公式中可以整理为

$$\Omega_k = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{c_{2u} - c_{1u}}{2u} \quad (12.3-16)$$

由式 (12.3-16) 可以看出, 反动度 Ω_k 只与 u 、 c_{1u} 和 $(c_{2u} - c_{1u})$ 有关。所以, Ω_k 只与速度三角形有关, 一般称其为运动反动度。采用运动反动度的最大优点是: 将反动度与速度三角形直接地联系起来, 一定的反动度就对应着一定的速度三角形。反之, 当速度三角形一定时, 压气机级中的反动度也就完全确定了。既然反动度是与速度三角形有关的重要参数, 它就成为影响基元级性能的重要参数之一。在压气机的设计中, 它取值范围一般大于 0.5。

2.6.2 负荷系数

负荷系数是衡量压气机做功大小的一个重要参数。从叶片强度角度来看, 叶片的应力与圆周速度的平方成正比, 所以圆周速度有一定的取值范围。而基元级所做的功亦与圆周速度成正比。负荷系数的定义为

$$\psi = \frac{h}{u^2} \quad (12.3-17)$$

负荷系数的取值范围为 0.2~0.5, 它是叶片气动设计和结构设计的重要指标之一。

2.6.3 流量系数

流量系数定义为

$$\phi = \frac{c_x}{u} \quad (12.3-18)$$

流量系数是压气机设计的一个重要参数, 它的大小关系到压气机的性能 (效率和喘振裕度)。可以根据使用对象的要求, 适当地取值。如民用压气机的取值范围为 0.45~0.6。

3 压气机叶栅的几何参数

压气机的平面叶栅是由相同的叶型, 按照设计所要求的距离和安装角排列组成的。在得到基元级速度三角形后, 就面临如何设计性能优良的平面叶栅的问题。

叶栅和叶型的设计可以通过理论分析、数值计算和实验相结合的方法来完成。在 20 世纪 50 年代, 主要依靠理论分析和实验的方法来开发优良的叶型, 如亚声速叶型——英国的 C4 系列叶型, 美国的 NACA65 系列叶型等; 低跨声速叶型——双圆弧叶型 (DCA)。此后, 由于计算流体力学的发展, 主要依靠数值计算与实验验证相结合的方法, 开发设计所需要的各种叶型, 如多圆弧叶型, 可控扩散叶型 (CDA),

任意负荷的叶型等。

3.1 叶型几何参数

如图 12.3-7 所示, 叶型的几何参数定义为:

- (1) 型面为叶型型线所包围的切面。
- (2) 中弧线为叶型型线内切圆圆心的连线。
- (3) b 为弦长, 连接中线两端点的直线。
- (4) c_{\max} 为叶型最大厚度。
- (5) $\bar{c}_{\max} = c_{\max}/b$ 为叶型最大相对厚度。
- (6) f 为叶型中线最大挠度。
- (7) $\bar{f} = f/b$ 为相对最大挠度。
- (8) e 为叶型前缘至最大厚度处的距离。
- (9) $\bar{e} = e/b$ 为最大厚度处的相对距离。
- (10) a 为叶型前缘至最大挠度处的距离。
- (11) $\bar{a} = a/b$ 为至最大挠度处相对的距离。
- (12) χ_1 为前缘方向角, 叶型前缘点处中线的切线与叶弦间的夹角。
- (13) χ_2 为后缘方向角, 叶型后缘点处中线的切线与叶弦间的夹角。
- (14) $\theta = \chi_1 + \chi_2$ 为叶型弯曲角。
- (15) r_1 为叶型前缘小圆半径。
- (16) r_2 为叶型后缘小圆半径。

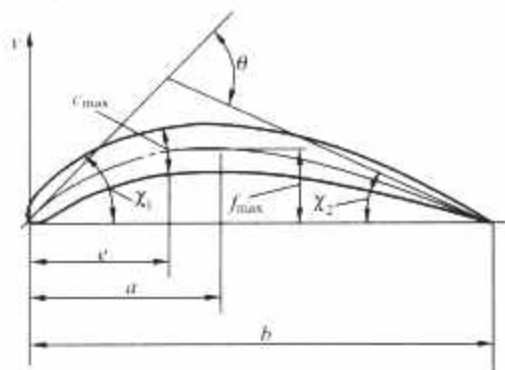


图 12.3-7 叶型的几何参数定义

当给定了弦长 b 、叶型最大厚度 c_{\max} 、叶型弯曲角 θ 、叶型的最大厚度点和中弧线顶点 (即最大挠度点) 的位置后, 整个叶型的基本形状就确定了。其中, 中弧线和叶型的厚度分布是最重要的两个基本的参数。如亚声速叶型的成型过程大都是: 先画出中弧线, 然后将原始叶型的相应厚度移到中弧线上来。现将中弧线和系列叶型的厚度分布分别介绍如下。

3.1.1 叶型中弧线

(1) 抛物线型中弧线。叶型的中弧线由抛物线形成, 如图 12.3-8 所示。在给定叶型进出口角度时, 可以推导出中弧线方程

$$\frac{1}{y} = \frac{\cot \chi_1}{x} + \frac{\cot \chi_2}{b-x}$$

当 $\frac{a}{b} = 0.45$ 时, $\chi_1 = 0.6\theta$, $\chi_2 = 0.4\theta$ 。

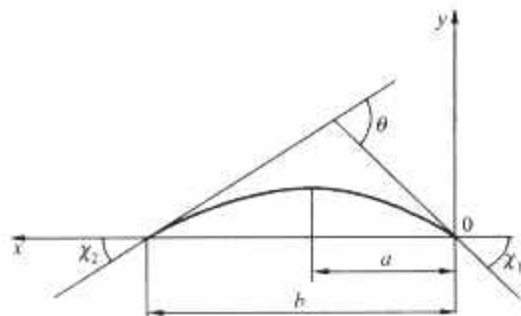


图 12.3-8 抛物线型中弧线

(2) 双圆弧形中弧线。叶型的中弧线由两段圆弧在最大挠度点相衔接组成, 如图 12.3-9 所示。

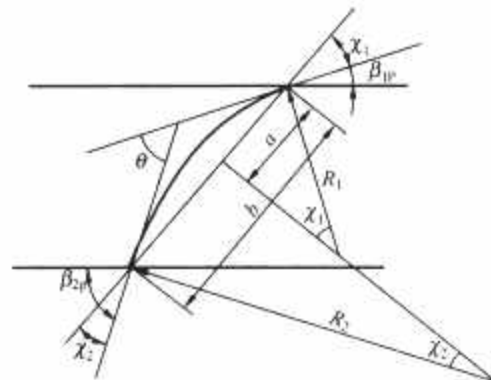


图 12.3-9 双圆弧形中弧线

在给定叶型进出口角度时, 可以推导出各圆弧半径应等于

$$r_1 = \frac{a}{\sin \chi_1}$$

$$r_2 = \frac{b-a}{\sin \chi_2}$$

当 $\frac{a}{b} = 0.5$ 时, $\chi_1 = \chi_2 = \frac{\theta}{2}$

如果 $r_1 = r_2$, 则中弧线为一单圆弧, 这时

$$\frac{a}{b} = 0.5$$

$$\chi_1 = \chi_2 = \frac{\theta}{2}$$

$$r_1 = r_2 = \frac{b}{2 \sin \frac{\theta}{2}}$$

3.1.2 系列叶型的厚度分布

系列叶型的厚度分布一般是由没有弧度的叶型所定义的, 这种没有弧度的叶型一般称之为原始叶型, 它是给相应的叶型提供沿其中弧线的厚度分布的, 如图 12.3-10 所示。

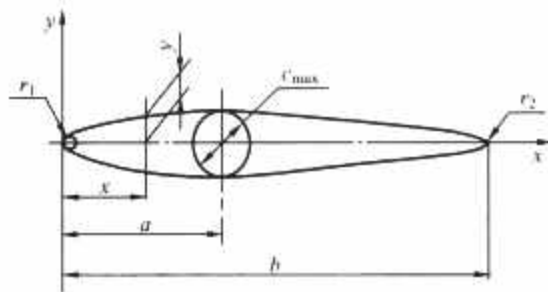


图 12.3-10 原始叶型的厚度分布

3.2 叶栅几何参数

叶栅几何参数与气动参数如图 12.3-11 所示。

叶栅是由相同的叶型组成的, 其主要几何参数如下:

- (1) 叶栅前缘线为叶型前缘点的连线。
- (2) 叶栅后缘线为叶型后缘点的连线。
- (3) t 为栅距, 叶栅中相邻叶型对应点间的圆周方向的距离。
- (4) $\bar{t} = t/b$ 为相对栅距。
- (5) $\tau = b/t$ 为叶栅稠度。
- (6) β_0 为叶型安装角, 叶弦与圆周方向的夹角。
- (7) β_{1A} 为进口安装角, 叶型前缘点中线切线与圆周方向夹角。
- (8) β_{2A} 为出口安装角, 叶型后缘点中线切线与圆周方向夹角。
- (9) $\theta = \beta_{1A} - \beta_{2A}$ 为叶型弯曲角。

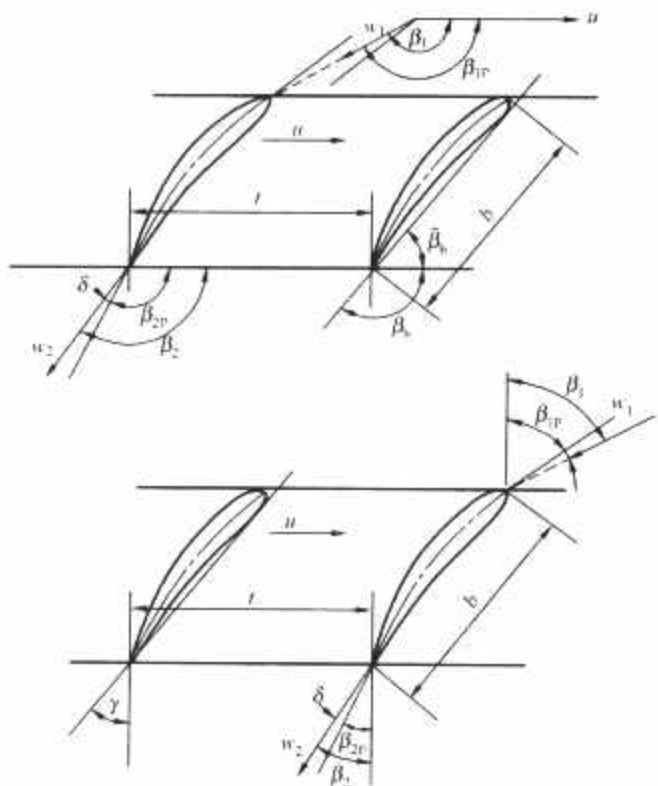


图 12.3-11 叶栅几何参数与气动参数

3.3 叶栅气动参数

由叶栅的几何参数和速度三角形的参数，可以得到以下的重要气动参数：

- (1) β_1 为气流进口角或称进气角，是气流进口相对速度 w_1 与叶栅前缘线的夹角。
- (2) β_2 为气流出口角或称出气角，是气流出口相对速度 w_2 与叶栅后缘线的夹角。
- (3) $i = \beta_{1A} - \beta_1$ 为气流进口冲角。
- (4) $\delta = \beta_{2A} - \beta_2$ 为气流出口落后角或简称落后角。
- (5) $\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2$ 为气流折转角。

叶栅的气流进口冲角和气流出口落后角是表示叶栅气动特性的最重要的气动参数。各燃气轮机厂家对于设计点冲角的定义有所不同，但一般将叶栅的最小损失的冲角定义为设计冲角。气流出口落后角在任意冲角条件下均大于零，准确地预测落后角，对于压气机的设计是非常重要的。

3.4 各种叶型的性能

基于压气机级的动叶进口截面沿半径方向的相对马赫数的分布不同，可以将压气机的级分为亚声级、跨声级和超声级。当压气机级的动叶进口截面沿半径方向的相对速度均为亚声速时，这样的级称为亚声速级。当动叶顶部进口相对速度为超声速，根部为亚声速时的压气机级，则为跨声速级。当沿动叶进口截面高度均为超声速时，此类压气机的级称为超声速级。目前，民用压气机一般都由亚声速级和跨声速级所组成。

在亚声速级中，由于动叶顶部的相对马赫数的限制，所以加功量和增压比较小，级增压比一般不超过 1.3。在跨声速级中，加功量和压比有所增加，但是在叶型的流场中产生激波；为了减少激波损失，一般可采用双圆弧和多圆弧叶型从而可以通过提高圆周速度来提高级增压比。从 20 世纪 50 年代中期开始至今，采用实验和数值计算的方法，发展了一系列的叶型。常见的有 NACA65 系列叶型（亚声速）、双圆弧叶型（DCA）、可控扩散叶型（CDA）、多圆弧叶型（MCA）、直线进口段叶型、预压缩叶型等。

下面图 12.3-12 给出了 NACA65 叶型、DCA 叶型和

CDA 叶型的比较；图 12.3-13 给出了三种叶型的冲角特性比较；图 12.3-14 给出了三种叶型马赫数特性比较。可见可控扩散叶型具有良好的冲角特性和马赫数特性。

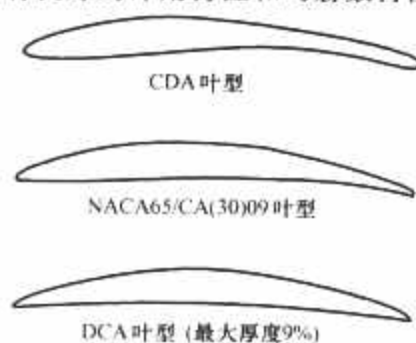


图 12.3-12 三种叶型的比较

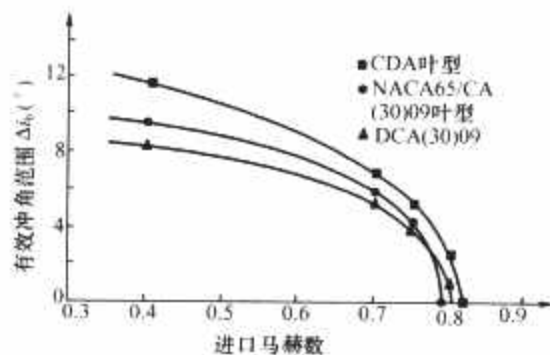


图 12.3-13 三种叶型性能比较（冲角特性）

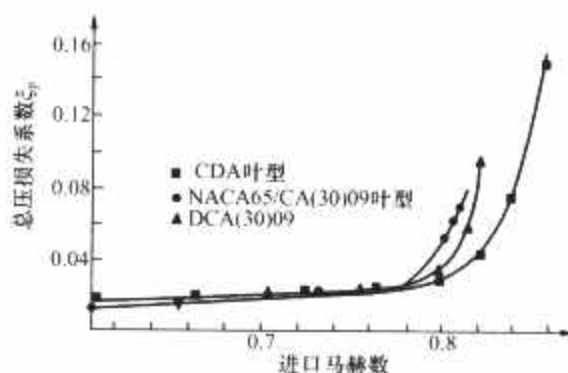


图 12.3-14 三种叶型性能比较（马赫数特性）

4 轴流压气机的简化三元流动设计

轴流压气机的级可以看成沿径向无数基元级叠加的结果，而各基元级间的工作条件和速度图是相互关联的，不可孤立地确定各截面的速度图，必须满足能量、动量和质量守恒规律。本节由浅入深地探讨级径向简化三元流动设计规律。

4.1 叶片扭转规律

在轴流式压气机中实际的气流运动情况是比较复杂的，它是黏性、三元的、非定常的流动，再加上传热与重力的影响，问题就更复杂了。对于这样复杂的实际流动，在工程上，为了抓住压气机中气体流动的主要矛盾与影响因素，做一些基本上符合或接近实际情况的假设。即：工质是理想气体，流动是定常、绝热的，不考虑质量力即重力的影响，认为气流在级中是沿一系列同心圆柱面运动的，不仅通流部分的内外壁面，而且其中的任何流层均为同心圆柱面。即气流流动时只有轴向速度分量 c_z 和切向速度分量 c_u ，而径向速度分量 $c_r = 0$ ，气流是“轴对称”的。

通过上述假设，就可以将三维的流动问题，简化为气流参数只与自变量 r 有关的无黏性、稳定、一元流场的分析与计算问题了。从而可以导出“简化径向平衡”方程式来。即

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} \quad (12.3-19)$$

经过推导可得

$$\frac{\partial h^*}{\partial r} - T \frac{\partial s}{\partial r} = c_a \frac{\partial c_a}{\partial r} + \frac{1}{2r^2} \frac{\partial (c_u r)^2}{\partial r} \quad (12.3-20)$$

对于轴流压气机,在通流部分变化比较平缓、轮毂比不是很小的情况下,可以假定沿叶高各基元级负荷和反动度等参数的变化不太大,并可以假定滞止焓和熵沿径向为常数,因而可以得到如下的表达式

$$\frac{1}{r^2} \frac{d(c_u r)^2}{dr} + \frac{dc_a^2}{dr} = 0 \quad (12.3-21)$$

基于上式基本规律,只要在特征截面 1-1、2-2 上给定一参数的变化规律,便得出不同的流型,从而可以了解各种参数的变化对于压气机性能影响的一些基本规律。虽然这些基本规律不能在压气机概念设计中直接使用,但是它可以作为设计中的指导性方针。

4.1.1 等环量流型

等环量流型也称自由旋流流型。在动叶前、后特征截面中,假定

$$c_{1u} r = \text{常数}$$

$$c_{2u} r = \text{常数}$$

由式 (12.3-21),可以得到: $c_{1a} = \text{常数}$, $c_{2a} = \text{常数}$ 。压气机基元级的加功量,对圆柱面流动为

$$\Delta h_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} = \omega(r_{2u} - r_{1u}) = \text{常数}$$

即等环量级沿半径的加功量是不变的。

对于任意半径上的流量系数、负荷系数和反动度可以用平均半径的参数表示

$$\phi = \frac{c_{1a}}{u} = \phi_m \frac{r_m}{r} \quad (12.3-22)$$

$$\psi = \frac{\Delta h_u}{u^2} = \left(\frac{r_m}{r}\right)^2 \psi_m \quad (12.3-23)$$

$$\Omega_k = 1 - (1 - \Omega_{km}) \left(\frac{r_m}{r}\right)^2 \quad (12.3-24)$$

由式 (12.3-23) 可见,负荷系数与半径的平方成反比,所以轮毂比 \bar{d} 越小,叶顶和叶根基元级负荷系数的差就越大,而 Ω_k 随半径的增加而增加,在叶片顶部反动度达最大值,在根部则为最小。当 $\bar{d}=0.4\sim 0.5$ 时,叶根处的负荷系数可为平均半径处的 2.5~3 倍,反动度会在根部出现负值,在叶顶变得过大,造成动叶的相对马赫数和静叶的根部进口相对马赫数过大。所以,对于小轮毂比的级(如压气机的低压级)来说,等环量流型负荷系数的分布是不合理的,使得利用叶顶的高圆周速度以提高负荷的可能减小,而使叶片根部气流的偏转又过大。

4.1.2 等反动度流型

在高压比的级中,增加圆周速度可以增加功量,从而提高压比。但当圆周速度增加时,动叶顶部的马赫数 Ma_{u1} 也增加。为了避免 Ma_{u1} 超限,可用增大 c_{1u} 即增大预旋的办法,所以要求 c_{1u} 沿径向增加。因为等环量流型沿半径 c_{1u} 是减小的,不能满足低压级的要求,所以又发展出等反动度流型。即

$$\left. \begin{aligned} \Omega_k &= \text{常数} \\ \Delta h_u &= \text{常数} \end{aligned} \right\} \quad (12.3-25)$$

由 Ω_k 、 Δh_u 可解出

$$\left. \begin{aligned} c_{1u} &= u(1 - \Omega_k) - \frac{\Delta h_u}{2u} \\ c_{2u} &= u(1 - \Omega_k) + \frac{\Delta h_u}{2u} \end{aligned} \right\} \quad (12.3-26)$$

可以得到

$$c_{1a} = \sqrt{c_{1am}^2 - 2\omega^2(1 - \Omega_k)^2(r^2 - r_m^2) + 2\Delta h_u(1 - \Omega_k)\ln \frac{r}{r_m}} \quad (12.3-27)$$

$$c_{2a} = \sqrt{c_{2am}^2 - 2\omega^2(1 - \Omega_k)^2(r^2 - r_m^2) + 2\Delta h_u(1 - \Omega_k)\ln \frac{r}{r_m}} \quad (12.3-28)$$

在实际应用中,可以近似地取 c_{1a} 、 c_{2a} 的平均值代替。计算结果表明, c_{1a} 、 c_{2a} 的数值(尤以 c_{2a})由叶根到叶顶显著下降, c_{1u} 、 c_{2u} 则显著增加。 c_{1a} 减小、 c_{1u} 增加均使 Ma_{u1} 下降。所以,等反动度级的优点之一是可以控制 Ma_{u1} 的范围。

对等反动度流型,应该考虑到在动叶顶部的叶栅中,由于气流轴向分速降低而使叶型负荷增大,在非设计点流动有恶化的可能。另一方面, c_{1a} 、 c_{2a} 的计算值与实际测量值相差较多,最好能有可靠的办法来修正 c_{1a} 、 c_{2a} 沿叶高的分布,使计算结果与实际一致。

在 20 世纪,等反动度流型用在大圆周速度的低负荷压气机中,更适宜于运输式压气机的低压级(\bar{d} 小),使动叶顶部的马赫数 Ma_{u1} 得以控制。而且 c_{1u} 、 c_{2u} 随半径增加, c_{1a} 、 c_{2a} 随半径减小, β_1 、 β_2 沿半径的变化比等环量流型的小,这对低压级也有利。

4.1.3 等 α_m 流型

本流型的给定条件为

$$\left. \begin{aligned} \alpha_m &= \text{常数} \\ \Delta h_u &= \text{常数} \end{aligned} \right\} \quad (12.3-29)$$

式中: α_m 是静叶几何平均速度方向角。

当 $\Delta h_u = \text{常数}$ 时, $\frac{dh^*}{dr} = 0$ 。加上沿径向等熵的假定,可得到

$$c_{m0} r^{\cos^2 \alpha_m} = \text{常数} \quad (12.3-30)$$

$$c_{mu} r^{\cos^2 \alpha_m} = \text{常数} \quad (12.3-31)$$

这种流型的气流参数沿径向分布,介于等环量与等反动度流型之间,按 $\alpha_m = \text{常数}$ 流型设计,能在级效率较高下获得较大的加功量。

4.1.4 混合规律流型

从等环量和等反动度流型可以看出,两种流型的本质差别,是由气流切线分速沿叶高变化规律不同引起的。等环量流型的气流切向分速 c_{1u} 、 c_{2u} 和半径成反比,轴向分速沿径向不变。等反动度流型的切向分速由正比于半径的项和反比于半径的项共同构成,正如 4.1.1~4.1.3 节提到的,它们都各有其优点和缺点,为了克服缺点,提出了混合规律流型,即

$$\left. \begin{aligned} c_{1u} &= Ar + \frac{B}{r} \\ c_{2u} &= Cr + \frac{D}{r} \end{aligned} \right\} \quad (12.3-32)$$

式中: A 、 B 、 C 、 D 均为常数。

加功量为

$$\begin{aligned} \Delta h_u &= u \left[(C-A)r + \frac{(D-B)}{r} \right] \\ &= \omega [(C-A)r^2 + (D-B)] \end{aligned} \quad (12.3-33)$$

可以根据级的设计要求,控制 A 、 B 、 C 、 D 的常数值,从而得到各种不同的 c_{1u} 、 c_{2u} 沿径向分布规律。由式 (12.3-32) 和式 (12.3-33) 看出,前面已讨论过的流型是混合规律流型的特例。如:

当 $A=C=0$ 时, 得等环量流型。

当 $A=C \neq 0, B=-D, D>0$ 时, 得等反动度流型。

混合规律流型可以对 A, B, D 待定常数作不同的选择, 以控制气流参数沿径向的变化, 所以得到了广泛的应用。在高转速的低负荷轴流压气机中, 等环量一般用于高压级, 等反动度一般用于低压级的前一、二级, 如果中间级采用混合规律流型, 则可使气流逐渐过渡, 但是, 在高负荷压气机的设计中, 混合规律流型则更为常用。

4.2 准三元流理论—— S_1 和 S_2 流面理论

当压气机的流量较大, 级压比又比较高时, 级内的容积流量变化比较明显, 子午面流道就存在一定的曲率或锥度, 流动有了明显的三元特性, 这时气流径向分速度就不容忽略。那么, 上面叶片扭转规律中所介绍的简化径向平衡方法所得的结论只能作为指导性的方针来使用, 压气机各级中的流动参数需要用三元流动理论进行计算和调整。

吴仲华教授在 20 世纪 50 年代初提出了两类相对流面 (简称 S_1 流面和 S_2 流面) 理论, 把一个三元流动流场分解为两个流面上的二元流动问题来求解。

在理论上, 这两类流面在解三元流动问题时都要用到。一类流面的求解经常需要由另一类流面得出的数据, 因此需要在这两类流面之间相继地进行求解。这样通过反复迭代可以求得三元流动的准确解。不过这样的求解过程仍然是非常复杂的, 因此在实际应用时, 常常采用它的初次近似结果, 也即所谓“准三元流解”。

在现代压气机的设计体系中, 三元流理论一般只是在设计问题计算中使用。可以假定 S_1 流面是一些任意回转面, 它的形状和厚度可根据中心 S_2 流面的计算确定。通常沿叶高不同部位计算若干个 S_1 流面。而 S_2 流面通常只取中心流面进行计算。 S_1, S_2 流面理论在国外从 20 世纪 60 年代开始已走向实用阶段, 直到目前两类流面理论仍是世界各国压气机工程设计的基础。

5 压气机级中的能量损失

轴流式压气机接受从外界加入的机械功, 它不可能全部转化为压气机中气体的压力能, 而有一部分将消耗于级中的各种流动损失。压气机级的流动损失可以分为叶型损失、环端面损失及二次流损失, 及各种间隙流动损失等。下面简单介绍这些流动损失的基本特征。

5.1 叶型损失

基元级的叶型损失主要是由于叶型表面的附面层内的黏性流体的流动所造成的。它可分为摩擦损失、分离损失、尾迹掺混损失及激波损失。

5.1.1 摩擦损失

摩擦损失的大小与叶型表面的边界层的结构和类型有关, 叶型表面边界层有两种类型, 即层流边界层与湍流边界层。它们主要与来流的雷诺数、自由流湍流度及叶栅、叶型的几何参数等因素有关。在湍流边界层中, 由于流体质点间动量交换比较强烈, 具有高能量的质点进入边界层内, 其速度较大。在层流边界层中, 动量的交换仅仅靠两相邻流层间剪切力作用, 所以速度较小。由于两者速度分布图谱不同, 因此层与层间所产生的摩擦损失也不同。

5.1.2 分离损失

当叶型吸力面的边界层增厚到一定程度, 而逆向压力梯度又较大时, 由于边界层中流速低, 边界层内的动量往往不

足以克服沿流向压力的增加, 因而会发生分离, 从而形成较大的分离涡流损失。显然, 这种分离与叶型形状、边界层状况及流道扩张度等因素有关。一般在设计工况下没有分离现象, 只有在变工况下才会出现。叶型背面处气流分离较明显, 这主要由于叶背处压力梯度较大的缘故。

5.1.3 尾迹掺混损失

由于尾迹中气流的总压低而速度小, 而主流中气流较为均匀, 总压高而速度大, 于是在叶型后的这两部分气流相互掺混。随着流动方向向下游边流动边掺混, 尾迹逐渐加宽, 二者的总压与速度逐渐拉平, 最后达到均匀化。一般认为, 这种掺混均匀化的过程可在 $1/2$ 弦长的距离内基本完成, 但实验结果表明实际需要有一个相当长的距离才能完成尾迹的掺混过程。这种掺混过程带来的能量损耗就是尾迹掺混损失。

5.1.4 激波损失

当叶栅的进口马赫数大于进口临界马赫数后, 流动在叶栅内形成激波。激波本身及激波与边界层干扰带来很大的流动损失。

5.2 环端损失

环端损失是由气流沿着气缸和转子轮毂的表面流动所产生的摩擦和涡流的损失, 这种损失造成壁面附近温度升高和轴向速度变小。影响端壁附面层流动状态的主要参数是叶型的几何形状、叶尖间隙/弦长、轴向间隙/弦长、动叶弦长/静叶弦长、雷诺数及气动负荷等。

5.3 二次流损失

由于叶片是有限长的, 而叶片排之间的构成是一个环形空间, 级中的实际流动是十分复杂的, 特别是在叶片顶部与根部附近, 流动的物理现象更加复杂, 存在着一些和主流方向大不相同的流动, 这些流动统称为二次流动, 它扰乱了主流, 形成二次流损失。二次流损失包括以下几项内容。

5.3.1 双涡损失

当动叶在转动时, 由于叶片压力面的压力大于吸力面的压力, 于是在叶间通道中横贯主流方向存在着压力差, 叶片负荷越大, 压差也越大。在叶道中间部分, 由于气流在流道中转向而产生离心力场, 此离心惯性力与流场中压差平衡, 故并不引起明显的横向流动。但在流道上下环端面处, 由于附面层的存在, 层内的压力分布与主流相同, 但其气流速度却大大低于主流部分。特别是紧贴壁面处, 气动惯性力很小, 这就破坏了气动惯性力与压力差之间的平衡, 于是该区域内的气体在横向压力梯度的作用下, 沿端面壁由叶片的压力面向吸力面移动, 当流线接近吸力面时, 它沿叶高方向偏移, 从而形成涡形流动, 在偏向叶背的部位形成两个方向相反的双涡, 这种二次流旋涡称为“通道涡”。这种低能量的气流在流道非工作面附近积累, 引起气流扰动和损失, 并导致气流偏离正常方向, 产生对后面叶片排的不利冲角。

5.3.2 径向间隙流动损失

在动叶的顶部与环端之间有一定的径向间隙。由于叶片端部截面上, 压力面的压力大于吸力面的压力, 于是有一些气流将通过径向间隙, 形成动叶顶部泄漏涡, 并造成叶端附近流动的掺混, 从而带来损失, 减少流动有效面积, 影响叶端附近叶栅的增压能力。

在静叶中, 由于静叶中的扩压流动, 使静叶后的压力高于叶栅前。在这个压差的作用下, 有一小部分气体经静叶叶根与转子轮毂的径向间隙倒流到叶栅前, 然后与主流混合在

一起向叶栅后流去。存在着一小部分气体在经过径向间隙而循环地流动,从而减小流动有效面积,同时,这部分气流经与转子轮毂的摩擦升温,因而消耗了部分压缩能量,带来流动损失。对于这两种径向间隙的流动,叶片负荷越大,动叶顶部截面厚度越薄,径向间隙越大,则端流动损失越严重。

6 多级轴流压气机的设计方法和主要参数

在现代民用大型轴流压气机中,最高压比可达1:25以上。要达到如此高的压比,只有将压气机设计成多级。比如F级的压气机压比为15~17,级数可能达到15级以上。一般来讲,开发一台新的多级轴流式压气机,有三种设计方法可选,即平面叶栅法、单级模化法和全台模化法。

(1) 平面叶栅法。平面叶栅法就是根据前几节所介绍的内容,从基元级、叶型、径向平衡,对压气机各级进行气动计算,以已掌握的平面叶栅的大量实验结果为依据,进行各级叶片的造型和径向积叠,总体性能验算和再设计,直到满足设计要求为止。虽然这种方法设计工作量大,需要较多的调试,但也有独特的优点,它可根据多级压气机运行工况要求,确定各级的设计要求,选择各级最佳参数(如反动度、负荷系数、流量系数),确定基元级和流型。平面叶栅法对于性能要求高的工业用低压比轴流式压气机来说是可行的,但对于高压比压气机设计是有风险的。

(2) 单级模化法。单级模化法就是根据同一类型的级进行多级的模化和组合的设计方法。也可以用一种类型级、两种或多种类型级进行模化。组合的方法可以根据不同的要求采用不同的形式,如各级内径保持不变,为了逐级减少各级的进口面积,可采用顶切,即从叶片顶部进行切割,得到不同高度的叶片。也可以维持各级的外径不变,从叶片根部进行切割。但由于采用同类型的叶片,相当于重复级,各级工作特点很难考虑到,得到的压气机可能级数会增加。基于它的设计特点,单级模化设计法一般在低负荷压气机中采用。

(3) 全台模化法。全台模化法是日前较为流行的设计方法,它利用已有的压气机母型进行全台的气动模化,在压比不足的情况下,可以在末级加级。在流量不足的情况下可以在入口加级(统称加0级),以达到设计流量和压比的目的;反之,则可以减级。如果有适当而性能良好的母型,这种设计方法最为简单和可靠。

6.1 通流部分的形式

在多级压气机中,轴向分速一般沿着气流方向逐级地略有下降,经压缩后气体的密度会增加,流通面积逐级减小。由于各级加功量和圆周速度平方成正比,在压比和流量确定的情况下,压气机设计方案的选择与各级的平均半径相关,即与流道形式相关,所以流道形式的选择是很重要的。反映在子午面上,流道形式可以归纳为以下几种设计方案。

6.1.1 等外径方案

等外径方案的特点是各级的外径不变。它的最大优点是各级外径上都能达到最大圆周速度 u_1 ,而在平均半径和轮毂上从第一级到最后一级,圆周速度逐渐增大,如果 Δw_0 不变,则可逐级增加压比,从而减少压气机的级数和轴向尺寸。另外,气缸的结构和加工也较简单,动叶顶部间隙易于控制,可以有提高压气机性能的可能性。它的缺点是由于平均半径和轮毂半径是逐级增加的,对于小流量的高压比的压气机来说,会导致末几级叶片较小,从而增加了高压级的顶部间隙损失,导致效率降低。

6.1.2 等内径方案

在等内径方案中,各级的叶片根部直径和圆周速度相同。如果负荷系数一定,加功量逐级下降,导致级数增多,轴向尺寸将会增大。由于通流的流道平均直径逐渐缩小,高压级的叶片高度会增加,相对动叶顶部间隙较小,从而动叶顶部间隙损失减小。另外,动叶顶部圆周速度逐级变小,导致气流马赫数下降较快,级的气动性能容易得到保证,转子加功较为容易。

6.1.3 等平均直径方案

这种方案的特点介于等外径和等内径方案之间,由于气缸和转子的结构都较复杂,故很少采用。

6.1.4 混合型方案

这种混合型方案常可以同时兼顾级的加功量和效率两个方面,当总压比大、级数多时常常被使用(如大流量,高压比的F级压气机)。如低压级采用近似等平均半径方案,可增加级加功量和压比,高压级采用等内径方案,使后几级叶片不会太短,可减少二次流损失,提高效率。如果压气机为双转子,则低压转子可用等外径,高压转子可用等内径。混合型的目的是想集中各种通流形式的优点,改进多级压气机的性能。

6.2 多级压气机的级间相互影响

在多级压气机中,由于叶端的环形壁面气流附面层沿通道逐渐增厚,结果会造成流道阻塞而引起轴向分速度沿径向分布的变形,轴向分速度在靠近环形壁面处小于设计值,而在流道中心则大于设计值,越到后面的级,变形越大,这些使原设计的速度图发生变化。在一定的工况范围内,气流出口角可以认为近似不变。则轴向分速度加大时, Δw_0 减小,也将引起加功量的减少。当轴向分速度减少时, Δw_0 理应增加。但是,由于两端附面层内流速低和流量低,实际上并不增加加功量。这样,就整个级来说,叶片对气体的加功能力有所减少,也就是沿叶片高度,轴向分速度的平均值是增加的,从而造成加功量下降。

在设计多级压气机时,必须要考虑到这种影响,否则会对多级压气机的级间配合产生不良的影响,导致压气机性能将达不到设计值。在设计通道时,有必要将它略为放大,以保证设计流量的通过。一般可以引入流量储备系数 K_G ,即通道尺寸应按设计流量的 K_G 倍进行计算。 K_G 的选取对级间配合亦有直接的影响。各文献对 K_G 的推荐值不大相同,有的推荐 $K_G=1.02\sim 1.04$,沿流道不变;有的建议前几级取 $K_G=1.02\sim 1.03$,后几级为 $1.04\sim 1.05$;也有的作者则推荐前四级取1.02,以后每级递增0.05。也常用附面阻塞系数 K_b 来考虑对流量的修正。 K_b 的意义是:不考虑附面层存在时,通过的流量为

$$G = \int_{r_h}^{r_1} 2\pi \rho c_a r dr \quad (12.3-34)$$

式中: ρ 、 c_a 根据流型确定。考虑附面层存在时,实际通过流量减小,可表示为

$$G' = 2\pi K_b \int_{r_h}^{r_1} \rho c_a r dr \quad (12.3-35)$$

建议进口级取 $K_b=0.97\sim 0.98$,其余各级取 $0.95\sim 0.96$,并以 G' 作为设计流量。对气流参数不同、结构不同的压气机,其 K_b 值应该不同,这就增加了 K_b 的选择的难度。还应指出,上述的修正也只是相对地正确。因为在多级压气机的后几级内,沿半径轴向速度的分布已接近充分发展的管道流动规律,附面层概念本身就失去了意义。

6.3 主要参数的选择

根据已讲的平面叶栅法的设计思路,可以先作各级的平均截面的计算,然后作各级的流型计算,当然两者间也互相有影响。通过计算可以确定各级平均截面上主要参数的选择,研究主要特性参数随各级的变化规律。

6.3.1 转速与圆周速度

多级压气机转速的确定有两种途径。在单轴燃气轮机中,转速由用户给定,在多轴燃气轮机中压气机的转速可根据所具有的压气机的母机而定。圆周速度的大小,从两方面考虑:从气体动力学观点,圆周速度的增加通常应使得 Ma_{u1} 低于可控制的范围(如 F 级压气机 $Ma_{u1} < 1.1$);而从叶片、叶轮的强度来说,圆周速度的增加,不应使材料承受超过许可的应力。

对压气机来说,一般在平均半径基元级, $Ma_{u1} < 0.9$ 。从无量纲速度图可知

$$u = \frac{Ma_{u1} a_1}{\sqrt{\phi^2 + \left(\Omega_k + \frac{\Psi_T}{2}\right)^2}} \quad (12.3-36)$$

在平均截面,圆周速度最大应为

$$u_m \leq \frac{0.9a_1}{\sqrt{\phi^2 + \left(\Omega_k + \frac{\Psi_T}{2}\right)^2}} \quad (12.3-37)$$

由式(12.3-37)可见,平均截面之最大圆周速度除受声速影响外,还与无量纲参数 ϕ 、 Ω_k 、 Ψ_T 之选择有关。当 Ω_k 增加时,许可的 u_m 就减少。

6.3.2 负荷分配和效率估计

在多级压气机中,各级负荷的分配是一个非常难选定的问题,应根据运行工况要求和各级工作特点来定。

第一级的设计参数选择,对整台压气机可能产生决定性的影响。因为流入第一级压气机的气流未经过压缩,密度小,在流过同样流量 G 的条件下,它需要的流通面积最大。因此,压气机的径向尺寸,常取决于第一级设计参数的选择,即 Ma_{c1a} 和 \bar{d} 的选取。 Ma_{c1a} 太大,容易引起气流的堵塞,而 \bar{d} 太小会影响根部的做功能力。对等环量流型来说,加功量将受制于根部截面。第一级由于温度低,声速小,所以容易出现超声速和激波损失。为了避免第一级动叶进口叶片顶部的 Ma_{u1a} 过高,早期的压气机设计中,常采用正预旋 c_{1a} ,但正预旋降低了加功量。现代高参数的民用压气机(如 H 级压气机)也采用了航空技术,即第一级常采用跨声速级,这可能选用较高的 Ma_{c1a} 和 u_1 。但在压气机变工况条件下,为了第一级具有较宽的喘振裕度,在较大的冲角变化范围内工作安全可靠,在跨声速压气机中常采用可变静叶的方法,以保证压气机的安全运行。

对于多级压气机的后几级,则由于气流经过各级不断的压缩,压力、温度、密度都有明显的增加,声速提高了,马赫数就不易超限。但密度增加会导致所需流通面积的减小,所以主要问题是叶片过短,展弦比小,叶片相对径向间隙较大,由间隙引起的损失增加。由于环壁附面层的增加,损失也将加大。对于后面级来说,减少二次流损失,提高效率是应该注意的问题。

中间级则具有良好的工作条件,因为温度已升高,不易出现马赫数超限,所以流速可较高。中间级的轮毂尺寸较大,加功能力较强。叶片较后面级长,效率较好。在变工况条件下,中间级的速度图变化小,不易失速。所以中间级可以加大加功量。

对圆柱面基元级、且 $c_{1a} = c_{2a}$ 时,每级中加大的功量 Δh_u 可表示成下述关系

$$\Delta h_u = u \Delta w_u = u c_{1a} (\cot \beta_1 - \cot \beta_2) \quad (12.3-38)$$

当流型为等功量时,可进一步写成与叶根的关系

$$\begin{aligned} \Delta h_u &= \Delta h_{uh} = u_h (\Delta w_u)_h \\ &= u_h c_{1ah} (\cot \beta_{1h} - \cot \beta_{2h}) \\ &= u_h \bar{d} c_{1ah} (\cot \beta_{1h} - \cot \beta_{2h}) \end{aligned} \quad (12.3-39)$$

$$(\cot \beta_{1h} - \cot \beta_{2h}) = \left(\frac{\Psi_T}{\phi} \right)_h = f \left(\frac{b}{t}, \frac{\phi_k}{\phi} \right) \quad (12.3-40)$$

可见加功量随 u_h 、 \bar{d} 、 c_{1ah} 的加大而加大,并与 $\frac{b}{t}$ 和折角有关。一般根部基元级叶片的 $\frac{b}{t} < 1.8 \sim 2$, $\theta_h \leq 45^\circ$ 。

经过上面的分析,即可根据子午面通道形式的选择,合理分配各级加功量。通常中间级大于平均级加功量,首、末级加功量则小于平均值。

对于大型压气机各级的效率,可以通过 CFD 计算分析得到,粗略估计可取第一级为 0.88~0.90,中间级为 0.90~0.92,末级为 0.89~0.91;级的平均效率可达 0.89~0.92。

6.3.3 轴向分速度或流量系数

在初步确定了通流流道形式和转速后,基于流量系数的选值范围,可以确定轴向分速度。一般,轴向分速度逐级变化的规律有三种方案可循,如图 12.3-15 所示。

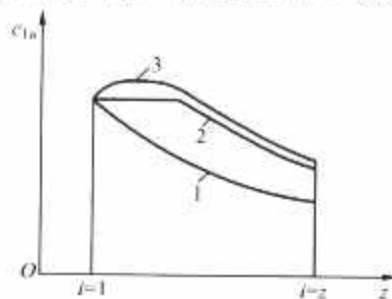


图 12.3-15 轴向分速度沿级的分布规律

注: $i=1, 2, \dots, z$ 为级顺序号。

当轴向分速度按方案 2、3 曲线的形式变化时,可以增加中间级的加功量,或降低这些级所需的叶栅稠度。当按方案 1 曲线的形式变化时,可增加末级叶片的高度,以减小后几级的动叶的顶部间隙损失。一般轴向分速度在各级中减小的梯度,不会超过 10~15m/s,最后一级的减少不应大于 10%~15%,高压比时,可以下降 20%~30%,以保证通流流道的光滑。随着轴向分速度的逐级下降,流量系数也是逐级下降,这对小于设计转速的变工况是有利的。但是,如果由轴向分速度和圆周速度计算得到的流量系数超出了经验的范围,必须重选轴向分速度。

在多级压气机中,第一级 c_{1a} 为 140~200m/s,末级 c_{1a} 为 100~170m/s。在轴向分速度选定后,对于已知的平均半径的圆周速度,就可以得到流量系数 ϕ ,流量系数一般在 ϕ 为 0.9~0.5 范围内,较小的 ϕ 与后面级相对应。因为流量系数影响加入的功量,所以 $\phi < 0.4 \sim 0.5$ 不甚适宜。

6.3.4 反动度

反动度是影响级效率的重要参数之一,从效率的角度看,反动度以大于 0.5 为宜。然而反动度还影响到加功量。在前面几级,尤其是第一级,过大的反动度造成第一级的相对马赫数 Ma_{u1} 易于超限(大于 1.2 左右)。所以,一般在前面几级常用较小反动度。

对于中间级及后面级,相对马赫数 Ma_{u1} 已不成问题,为了增大加功量,减少叶栅稠度,可以将平均半径的反动度沿各级增加至 0.8 左右,同时应控制相邻级反动度的递增量

不超出 0.02~0.03, 否则可能造成静叶中气流折转角过大而影响压气机的性能。

在选定了圆周速度 u 、负荷系数 Ψ_T 、流量系数 Φ 和反动度 Ω_k 之后, 就可以完全地确定各级的速度三角形, 也就是确定了压气机的气动布局。下面再来讨论叶栅几何参数和其他相关几何参数的选择。

6.3.5 轮毂比

轮毂比为级的内径与外径的比值, $\bar{d} = \frac{d_h}{d_t}$, 它是一个重要参数。从第一级到末级由小变大。给定压气机的流量, 第一级工作轮入口之轴向分速度为 c_{1u} , 选定 \bar{d} , 即可确定外径 d_t

$$d_t = \sqrt{\frac{4GK_G}{\pi(1-\bar{d}_1^2)\rho_1 c_{1u}}} \quad (12.3-41)$$

一般压气机第一级轮毂比 $\bar{d}_1 \geq 0.5$, 大多选用 $\bar{d}_1 = 0.5 \sim 0.75$ 。但是, 在运输式压气机中, 特别是航空中的压气机, 为了减少径向尺寸, 可以小至 0.4~0.45。

当第一级尺寸及通流部分形式已定时, 各级之 \bar{d} 也可以随之而定。为避免末级叶片的高度过短 (一般应 $l_s > 30 \sim 40\text{mm}$), \bar{d}_s 不应大于 0.90。在航空发动机高压比的压气机中, 为了不使末级 \bar{d}_s 太大, 可采用双转子的形式。通过提高高压转子的转速, 在一定的叶片顶部圆周速度下, 即可减少末级的外径。

6.3.6 叶栅稠度与叶片展弦比

叶栅稠度和展弦比是各级叶排的重要几何参数, 它们影响压气机的效率和喘振裕度。

在相同的增压比下, 当稠度增加时, 级的喘振裕度增加, 但是摩擦损失也会增加, 级的效率下降; 反之, 当稠度减小太多时, 当量扩张角增大, 可能引起气流分离, 级的喘振裕度变小。稠度的过大或过小都会导致叶栅的性能下降, 所以存在一个最佳的叶栅稠度范围。在压气机的前几级中, 平均直径处稠度为 1.0 左右, 在根部直径大致为 1.5 左右; 在中间级与末级中, 稠度在平均直径处为 1.3~1.4, 在根部直径处不大于 1.5 左右。静叶栅的稠度在平均直径处为 1.2~1.4。

展弦比是与气动和振动特性相关的参数。当稠度较小时叶片数增加, 级数增加, 导致压气机的轴向长度增加, 将会影响级的喘振裕度。当转子和静子的叶片数变化时, 将引起由尾迹造成的激振频率的变化和叶片自然频率的非线性变化, 故常用叶片数的变化来避免共振。对于低负荷压气机, 前几级的展弦比 3 左右, 后面的级的展弦比为 1.5~2.5。

6.3.7 轴向间隙和径向间隙的选择

实验研究表明动叶后的轴向间隙可以适当减小, 能提高高压级效率。不过, 动叶后的轴向间隙过小, 会使气流激振力增加, 影响到动叶片的振动性能。轴向间隙一般选弦长的 20%~25%, 动叶前的轴向间隙可放大至弦长的 25%~30%。

从效率和喘振裕度的角度来看, 径向间隙值越小越好, 但是根据结构、安装质量和运行的安全要求, 则必须有一定的径向间隙。一般在冷态下, 径向间隙取为叶高的 1%~1.5%, 保证在工作状态时, 最小间隙为 0.2~0.3mm。

6.4 压气机的模化设计

压气机的模化设计法就是利用现有的高性能压气机作为母型机, 对它的流通部分进行按比例地放大和缩小, 以及加 0 级或加末级的压气机设计方法。这是一种开发周期短, 风

险低的设计方法, 是现代压气机开发的流行方法。

从相似原理出发, 可以证明对于压气机, 只要保证进口 Ma_u 和 Ma_{cln} 相等, 雷诺数自模, 那么在几何相似条件下, 两台压气机的流动就达到相似, 从而它们的无量纲性参数就相等。此时可表示压气机压比 ϵ^* , 等熵效率 η^* 等为 Ma_u 和 Ma_{cln} 的函数

$$\epsilon^* = f_1(Ma_u, Ma_{cln}) \quad (12.3-42)$$

$$\eta^* = f_2(Ma_u, Ma_{cln}) \quad (12.3-43)$$

而且对几何相似的压气机具有通用性。经过演算可证明

$$Ma_{cln} \propto \frac{G\sqrt{RT_1^*}}{d^2 p_1^*} \quad (12.3-44)$$

$$Ma_u \propto \frac{nd}{\sqrt{RT_1^*}} \quad (12.3-45)$$

所以, 只要保证 $\frac{G\sqrt{RT_1^*}}{d^2 p_1^*}$ 、 $\frac{nd}{\sqrt{RT_1^*}}$ 两数相等, 两压气

机的流动就相似, 其压比、效率等无量纲比值就相等。

下面以下标 0 表示母型机参数, 以下标 m 表示实物参数, 令 $\frac{d_0}{d_m} = i$, 忽略工质 R 的差别, 即可得下列关系

$$\left(\frac{G\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}\right)_0 = i^2 \left(\frac{G\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}\right)_m \quad (12.3-46)$$

$$\left(\frac{n}{\sqrt{T_1^*}}\right)_0 = \frac{\left(\frac{n}{\sqrt{T_1^*}}\right)_m}{i} \quad (12.3-47)$$

$$\epsilon_0^* = \epsilon_m^* \quad (12.3-48)$$

$$(\eta^*)_0 = (\eta^*)_m \quad (12.3-49)$$

于是, 可求得几何模化比 i

$$i = \sqrt{\frac{\left(\frac{G\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}\right)_0}{\left(\frac{G\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}\right)_m}} = \frac{\left(\frac{n}{\sqrt{T_1^*}}\right)_m}{\left(\frac{n}{\sqrt{T_1^*}}\right)_0} \quad (12.3-50)$$

上面的几何模化比只是在理想条件下成立。实际上, 几何模化条件不可能全部、精确地得到满足, 比如由于强度的要求, 叶片前缘和后缘的厚度必须保持一定的尺寸, 径向间隙等不可能按比例缩小, 必然会造成相对间隙的增加, 从而加大损失。这些因素会造成级间匹配出现偏差, 从而导致实际设计的压气机性能下降。

有时由于现有压气机母型的参数范围有限, 不能满足新设计压气机的要求, 那么可以利用参数较接近的某一母型压气机模化, 然后再在此母型机前面或后面加级, 以满足如流量、压比等的设计要求。

假定前面加 0 级, 其压缩过程为多变过程, 多变指数为 n , 零级压比可求如下

$$(\epsilon_1^*)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{p_2^*}{p_1^*}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \frac{T_2^*}{T_1^*} \quad (12.3-51)$$

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \eta^* \quad (12.3-52)$$

式 (12.3-51) 中, 下标 1 对应 0 级进口, 下标 2 对应 0 级出口。式 (12.3-52) 中, η^* 为 0 级多变效率。

根据相似原理, 为保证母型机的气动性能不变, 应保证其原来入口的折合流量与折合转速和模化后的折合流量、折合转速相同。而模化后母型机的入口折合参数即 0 级出口的相应参数。

设母型机和模化加 0 级的压气机进口气体状态相同, p_{10}^* 为母型机入口, p_{1m}^* 为加 0 级后对应与母型机的入口, 则

$\epsilon_1^* = \frac{p_{1m}^*}{p_{10}^*}$ 为加级的压比。对母型机入口, 可得

$$\left(\frac{G\sqrt{T_1^*}}{p_1^*} \right)_0 = i^2 \left(\frac{G\sqrt{T_1^*}}{p_1^*} \right)_m \quad (12.3-53)$$

可解得

$$\begin{aligned} \frac{G_0}{G_m} &= \frac{(p_1^*)_0 (\sqrt{T_1^*})_m i^2}{(p_1^*)_m (\sqrt{T_1^*})_0} \\ &= \frac{1}{\epsilon_1^*} [(\epsilon_1^*)^{\frac{n-1}{n}}]^{-\frac{1}{2}} i^2 = (\epsilon_1^*)^{-\frac{(n+1)}{2n}} i^2 \end{aligned} \quad (12.3-54)$$

由式

$$\left(\frac{n}{\sqrt{T_1^*}} \right)_0 = \frac{\left(\frac{n}{\sqrt{T_1^*}} \right)_m}{i}$$

可解得

$$\frac{n_0}{n_m} = \frac{(\sqrt{T_1^*})_0}{(\sqrt{T_1^*})_m} \times \frac{1}{i} = (\epsilon_1^*)^{-\frac{(n-1)}{2n}} \times \frac{1}{i} \quad (12.3-55)$$

从式 (12.3-55) 解出

$$\epsilon_1^* = \left(\frac{n_m}{n_0} \right)^{\frac{2n}{n-1}} \frac{1}{i} \quad (12.3-56)$$

把式 (12.3-56) 代入式 (12.3-54), 经整理可得

$$\left(\frac{G_0}{G_m} \right)^{\frac{n-1}{n+1}} = \frac{n_0}{n_m} i^{\frac{n-1}{n+1}} \quad (12.3-57)$$

这样, 便可求得模化比

$$i = \left[\left(\frac{G_0}{G_m} \right)^{\frac{n-1}{n+1}} \frac{n_m}{n_0} \right]^{\frac{n+1}{n-1}} \quad (12.3-58)$$

0 级的压比

$$\epsilon_1^* = \left[\left(\frac{G_0}{G_m} \right) \frac{1}{i^2} \right]^{-\frac{2n}{n+1}} \quad (12.3-59)$$

新压气机的总压比为

$$\epsilon^* = \epsilon_1^* \epsilon_2^* \quad (12.3-60)$$

式 (12.3-60) 中, ϵ_2^* 即母型机压比。

如果流量不足, 可在入口加 0 级或几级, 但一定要使前加级之末级的几何尺寸与母型的第一级能光滑地过渡。其次, 前加级末级出口气流参数的沿径向分布应与母型机进口相同。由于黏性的影响, 这点很难达到, 使进口条件的模化精确性受到影响。所以, 前加级不能多, 常只限于 1~2 级。

如果母型压气机压比不够, 但流量正好, 此时可以用后加级的办法来实现。通常一次后加级的总压比, 不超过 1.4~1.5 为宜。

一般来说, 加了级以后的新压气机, 在设计工况下性能可达到要求, 但变工况性能与母型机会产生明显的差别。不论前加级或后加级, 必须指出, 对母型的设计思想、设计数据库要有充分的掌握, 否则很难成功。

7 轴流压气机的工况特性和调试

以上讨论了在给定流量、压比、效率等条件下压气机的设计工况特性。在压气机的实际运行中, 压气机的压比和转速等气动参数会经历各种变化, 从而产生几何参数与气流参数不相适应的情况, 这就是变工况特性。变工况可以是多种因素引起, 变工况性能的预估是压气机气动设计重要而且困难的一项工作。一台好的压气机, 不仅在设计工况下性能好, 在变工况下性能也应该是好的。

7.1 多级轴流压气机特性

多级轴流压气机的特性曲线, 可以基于大量的压气机实验数据库, 通过一元和二元数值计算比较精确地预测到, 并

通过实验的验证, 得到真实的多级轴流压气机特性曲线。图 12.3-16 是某轴流压气机的特性线, 图中 \bar{n} 是转速与设计转速之比。多级特性线具有下列特点:

(1) 多级压气机的流量特性特别陡, 转速越高, 特点越明显, 甚至几成直线。造成这一现象的原因是: 多级压气机对气流所加的功, 是由各单级相加而得, 和单级特性相比, 虽然变化相同的空气流量, 但引起加功量变化的绝对值却相应增加。其次, 当偏离设计状态时, 每个单级不仅自己的流动损失增加, 而且每级之间还会互相影响, 使损失进一步增加。因而, 当气体流量稍有变化时, 就会造成多级压气机压比和效率的更大变化, 这就意味着曲线会相当陡峭, 而且级数越多越明显。

(2) 多级压气机高转速工作时的特性线比低转速更陡。这是由于高转速时圆周速度大, 加功量亦大, 随着流量的改变, 压缩功绝对值的变化也大; 其次, 目前多级轴流压气机前面级常用跨声级, 而跨声级在高转速时的特性十分陡, 以至于有一段是垂直线, 这就给多级压气机加了一个限制气流流量的喉道, 使下游影响不能前传, 因而流量无法随背压而改变, 也造成了这一特征线的陡峭。

(3) 即使不是跨声级, 在高转速工作时, 随着空气流量的增加也会出现声速喉部, 从而堵塞流量, 特性线变陡。这一现象常在压气机末几级发生, 因为当转速不变加大气体流量时, 每个单级的 $\Delta\tau_{\text{总}}$ 都要下降, 各级的加功量和压比也都要下降, 在末级中, 由于气流流过的级数较多, 所以压力、密度与设计情况比下降得多, 在面积一定时, 末级的轴向分速增加最多, 所以后面级首先达到堵塞状态。这一过程往往是由渐变而引起突变。

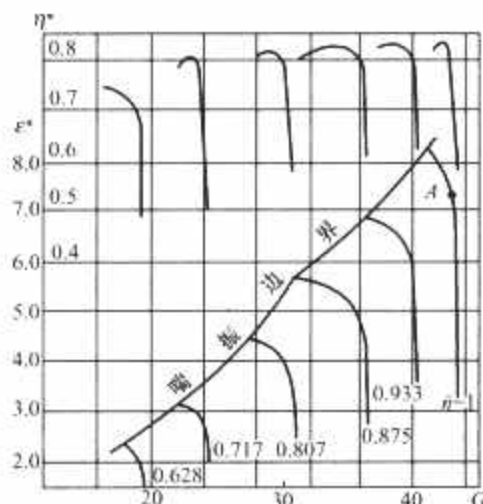


图 12.3-16 多级轴流压气机特性线

但是, 要使特性曲线不受进气条件影响, 而且也能用于几何形状相似而绝对尺寸不同的相似压气机中, 这就要求特性曲线具有通用性, 一般以 ISO 条件 (温度为 15℃, 压力为 98.067kPa) 为基准, 只要保证在 p_1^* 、 T_1^* 条件下的流场与 ISO 条件下的流场相似就可以了。如以 G 、 n 、 p_1^* 、 T_1^* 表示在某一具体条件下的参数, 而以 $G_{\text{换}}$ 、 $n_{\text{换}}$ 表示成标准大气进口条件的流量和转速, 则有

$$\frac{n}{\sqrt{T_1^*}} = \frac{n_{\text{换}}}{\sqrt{288}} \quad (12.3-61)$$

$$\frac{G\sqrt{T_1^*}}{p_1^*} = \frac{G_{\text{换}}\sqrt{288}}{10^5} \quad (12.3-62)$$

可改写成

$$n_{\text{换}} = n \frac{\sqrt{288}}{\sqrt{T_1^*}} \quad (12.3-63)$$

$$G_{\text{换}} = G \frac{10^5 \sqrt{T_1^*}}{p_1^* \sqrt{288}} \quad (12.3-64)$$

式(12.3-63)中, T_1^* 以 K 计, 式(12.3-64)中 p_1^* 以 Pa 计。可见 $n_{\text{换}}$ 、 $G_{\text{换}}$ 也是相似参数。习惯常把 $\frac{n_{\text{换}}}{n_{\text{换设}}} = \bar{n}$ 代替 $n_{\text{换}}$, 从而可得图 12.3-17 压气机变工况通用特性曲线。

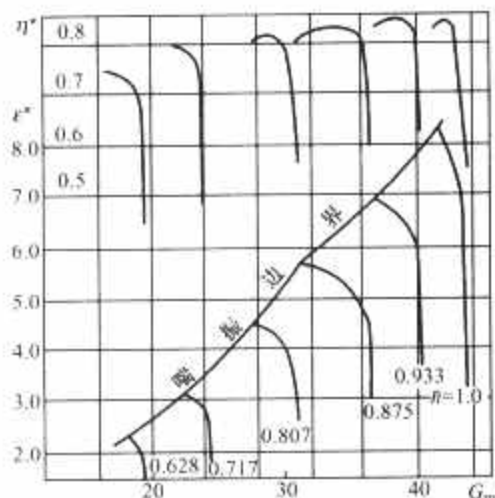


图 12.3-17 压气机变工况通用特性曲线

7.2 压气机的堵塞和不稳定工况

7.2.1 堵塞工况

当沿着等转速线减小压比时, 气体流量将增加, 气流的相对速度 w_1 和对应的马赫数 Ma_{w1} 也将加大, 此时气流将产生负冲角。由于压气机动叶的通流面积已定, 随着流量的不断加大, 使来流马赫数 Ma_{w1} 达到临界马赫数, 即在动叶的进口最小截面上平均气流速度将达到声速, 从而使通过的流量将达到临界值, 不能再继续增加, 这种现象称之为堵塞, 此时的工况称之为堵塞工况。在通用特性线上, 如图 12.3-16 所示, 堵塞工况表现为 G 为定值的直线段。在高转速时, 由于圆周速度大, 以及流量大, 导致设计工况时相对马赫数 Ma_{w1} 较大, 只要压比略有下降, 随着流量的增加, 相对马赫数 Ma_{w1} 很快达到临界值, 流量的变化范围很小。在低转速时, 虽然相对马赫数 Ma_{w1} 离临界值尚远, 但是由于来流气流的负冲角过大, 以及流动的损失增加, 导致加功量减小, 有可能使级后压力 p_2^* 小于级前压力 p_1^* , 这就成为透平膨胀流动状态; 继续减小压比直至相对马赫数 Ma_{w1} 达到临界值, 压气机的流量才出现堵塞现象, 此时的等流量直线段产生在压比 $\pi^* < 1$ 的区域, 如图 12.3-16 所示。

7.2.2 旋转失速

在转速一定的条件下, 当压比增加时, 来流气流的流量减小, 轴向分速度亦随之减小; 对于动叶, 来流气流的冲角加大, 变为正冲角。当进一步减小流量时, 由于流动损失的增加, 压比不再增加, 反而减小。当气流冲角增大到一定的程度, 气流在动叶的叶背上开始产生分离现象, 这种分离区称之为失速。这种失速现象并非同时均匀地出现于全部叶排的流道中, 而是首先在周向的某个局部动叶排的流道中出现。因为动叶排中各个叶片的几何参数不可能完全一样, 如加工、安装的误差等, 以及周向的气动条件实际上也不可能完全均匀, 所以造成了这种局部失速的现象。

当流量进一步减小时, 动叶排的某一个或几个叶片流道中产生失速, 可以观察到该失速区在叶排中是旋转传播的, 该现象称为旋转失速, 如图 12.3-18 所示。旋转失速产生的机理, 可按经典旋转失速理论说明如下。

当流量减小到某个工况时, 流动在一周叶排的叶片 2 背

弧上产生失速, 那么这个叶片便不可能产生足够的压比来维持它的流动, 于是在这个叶片流道中便产生明显的气流阻滞, 即相对于其他叶片流道流量降低。这个被阻滞的气流 (见图 12.3-18 的阴影部分), 使叶片进口流场发生偏转, 结果是使相邻的叶片 3 的正冲角变得更大, 而相邻的叶片 1 的冲角则减小。这一气流偏转的结果, 进而使阻滞区相邻的叶片 3 失速, 而使阻滞区另一侧相邻的叶片 1 退出失速。如此, 气流的阻滞 (失速) 区从某一个叶片的吸力面向压力面移动 (方向与旋转方向相反), 称为旋转失速。实验表明, 失速区可以包括几个动叶通道, 在动叶排中同时也可以有几个失速区。由于失速区传递的速度低于转子旋转的绝对速度, 从绝对坐标系来说, 观察者将看到失速区是沿转子回转方向转动的, 转动速度一般为转子回转速度的 10%~70%。

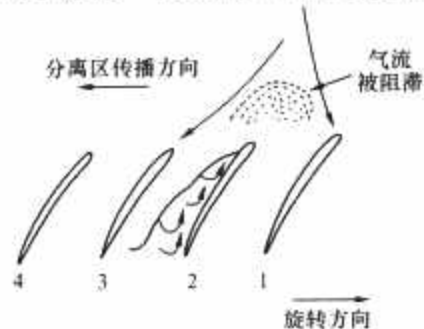


图 12.3-18 旋转失速示意

由于失速区按一定的速度沿周向传播, 因此每一个叶片表面承受非定常压力。这使得每个叶片的气动负荷呈准周期性的变化, 也就是叶片承受非定常的激振力, 它的激振频率就是失速的频率。如果激振力频率与叶片的某次的固有频率相吻合, 就会使叶片产生共振, 形成叶片的颤振, 导致叶片的损坏。因此, 在研究旋转失速中, 失速的起因、失速的类型和失速频率是重要特性。如果能确定失速区的旋转速度, 就能为压气机叶片设计提供避免发生叶片共振的参考数据。

7.2.3 压气机的喘振

压气机的喘振与旋转失速概念是完全不同的, 旋转失速是压气机的局部的不稳定现象, 而喘振是指气流的脉动沿压气机的轴向传递, 而且进入压气机气体流量的在每一个截面上是呈现周期性的变化。喘振的发生, 不仅和压气机本身有关, 并且和整个气体压缩系统的容积有关, 喘振是压气机和进排气管路一起工作的整个压缩系统的不稳定现象。喘振的频率直接取决于压缩系统容积的大小, 容积越大, 则气流脉动频率越低。一般喘振的频率小于失速的频率。

旋转失速和喘振虽是两种不同的不稳定现象, 但两者有着密切的关系。有人认为旋转失速是喘振的前奏和起因, 把喘振分为渐进失速型喘振和突变失速型喘振两类。渐进失速型喘振是由渐进失速引起, 没有明显压力突变的气流脉动, 压气机出口总压的脉动幅值也较小; 突变失速型喘振是由突变失速引起的压比突然下降而造成。突变失速喘振的成因可作如下定性解释。当压气机失速后, 不可能建立等于接受气体网络的压力, 如果此时外界网络系统的容积为无限大, 失速后通过压气机的气流方向将相反, 并发生稳定的倒流。如果外界网络系统的容积非常小, 在失速后它的压力将很快调整到压气机所能产生的压力。但在实际的外界网络系统中, 容积既不是无限大, 也不是非常小, 此时网络压力和流量可能沿图 12.3-19 突变失速的流量和压力振荡中所示路线变化, 产生喘振或失速。对于突变失速, 在压力和流量的几次阻尼振荡之后 (由螺旋线表示), 系统可能在稳定失速线上的 B 点达到平衡。但是, 如果流量的振荡大到足够超过失

速解除（稳定失速线上C点）所要求的值，在B点上就不能平衡，代之以流量增大，失速解除，网络压力渐增，流量减小，系统趋向于在A点平衡。特性线上A点将再次失速，循环将如图12.3-19所示再次重复，这就是喘振。

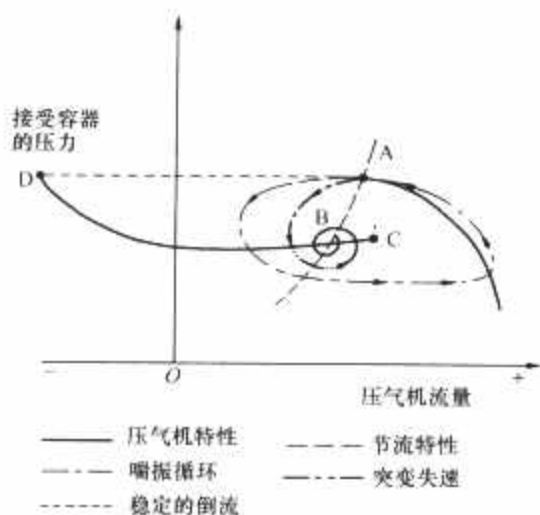


图 12.3-19 突变失速的流量和压力振荡

压气机喘振会引起整台燃气轮机剧烈的振动，排气温度升高，转速不稳定。在喘振状态下工作时间稍长，就可能造成压气机叶片、透平叶片和燃烧室等部件因振动或高温而损坏甚至发生毁机事故。所以，整个运行过程中不允许发生喘振。

7.3 改善多级轴流压气机特性的措施

当压气机在偏离设计工况工作时，由于流量系数 ϕ 的变化，会造成叶栅流动冲角过大（正冲角）或过小（负冲角），从而引起喘振或堵塞。显然，解决问题的出发点在于使气流速度（冲角）与叶栅几何形状相适应。这可从气动设计和增设调节机构两方面着手。

（1）气动布局设计。在低转速下，不稳定工况产生的原因是低压级正冲角过大，气流在叶片背弧分离。而高压级则是负冲角过大，易于堵塞，堵塞加重了低压级的分离。中间级的变化较小。因而在气动设计时，应合理分配负荷分布，如适当地减小高压后几级和低压前几级的加功量，增加中间级的加功量，以提高全台压气机的喘振裕度。在参数选择方面，应使低压级远离喘振边界，选取大的流量因子，使其具备较大的喘振裕度。而高压级则应选择较小的流量因子，使其有较大的堵塞裕度，使离堵塞点较远。

（2）采用可调机构。有三种基本的方法可循：

1）中间抽气。如从低压级、中压级和高压级放气，可加大抽气级前的流量，防止喘振。

2）采用可变入口导叶和可变静叶，即改变气流进入叶栅的预旋大小，防止喘振。

3）调整转速，这只对变转速燃气轮机机组有效。

7.4 多级轴流压气机的性能试验

压气机在设计制造完成后，必须进行性能试验，确认压气机的启动特性、设计点流量、喘振边界是否达到设计的要求。如果性能达不到设计指标，需要分析寻找原因，进行改良设计，以期达到设计的性能要求，这就是调试的含义。

7.4.1 启动特性

压气机从0转速到设计转速的启动过程是一个伴随可能发生失速的过程，它是压气机试验成功的关键。要设计好可变导叶和级间抽气的调整方案，确保压气机安全启动。在一般的情况下，都是一边调试一边调整启动方案的。

7.4.2 流量的测试

压气机设计流量能否达到是压气机设计与制造是否成功的主要标准之一。如果流量过小，有可能要进行改良设计，同时要确认变工况的流量特性。在多级轴流压气机中，通常在低转速时，最大流量是在后面级处于堵塞时达到的。高转速时，则是由前面级的堵塞引起的。如果在某一工况下，某级前面的各级工作点已确定，即使继续开大放气阀，即降低压比，流量也不再增加，这表明是该级开始堵塞。如果流量达不到设计要求，有两种方法可循：其一是将引起这个工况下堵塞级的叶型进行改良设计，以增加其流通面积；其二是加大前面级的负荷，使进入该级的气体密度增加，以增加流量。

7.4.3 喘振线的改善

在压气机的调试中，改善喘振边界线是最重要的，因为没有足够的喘振裕度，则压气机的启动、加速、高负荷工况的稳定运行都会遇到困难。

压气机的喘振是由于一级或数级的失速引起的。前面的级可以从高转速时接近堵塞的大流量因子至低转速时失速的低流量因子的范围内的试验中，可测到这些级完整的特性曲线和喘振边界。但是，后面级要确定失速点比较困难，因为这些级压比高、叶片短，一旦失速就很容易引起喘振，失速点就不易在试验中确定。在定转速的设计条件下，一定要测试各负荷时的喘振裕度。

7.5 多级轴流压气机的变工况性能计算

压气机变工况性能计算是在压气机几何尺寸已定的前提下，通过给定压气机的流量和转速，求得它对应的压比和效率。基于试验数据，建立一元或二元数学模型，可以比较准确预测压气机的变工况性能。变工况的计算方法可归纳分为三种：基元叶片法、逐级叠加法和整台压气机特性的综合规律法。但是，在实际的应用中，主要以基元叶片法为主，和逐级叠加法和整台压气机特性的综合规律法相互配合地使用。

基元叶片法的计算方法主要基于以下思想：压气机的叶片是由一系列叶型或基元叶片沿径向和流向叠合起来而形成的。如果每个基元叶片的性能是已知的，那么叶片排的特性就可以确定，同时把每个叶片排的性能叠加起来，就可以得到压气机的总性能。求解步骤大体是：根据规定的进口条件和叶片几何参数，同时要满足连续方程和径向平衡方程，就可算出出口条件。计算中还必须估计到附面层的生长、叶片排相互干扰作用和叶片尾迹的流向混合等。但是，作这种计算必须要有相关的数据，如压气机接近失速时，基元叶片的损失与转角的规律的关系，多级压气机内的叶片表面和叶端表面的附面层生长及二次流的影响，失速后的不稳定流动及叶片排间相互干扰的关系等。所以，基元叶片法在实际的应用中有一定的困难。必须通过已有的多级或整台压气机特性的试验数据，严格地校正基元叶片法的计算程序，从而使得计算程序可靠，计算结果准确。

7.6 轴流压气机的气动设计目标与设计系统

压气机设计系统的目标就是在给定的设计条件下要设计一系列的压气机几何外形（包括可变的几何外形），从而实现以下的目标：

（1）气动和机械结构上稳定的运行，包括在所有的工况下足够的喘振边界、可以接受的叶片和轮盘的振动。

（2）在所有可能的运行条件下，实现可以接受的效

率。

(3) 尽可能高的级压比，以减少轴长。

(4) 尽可能减小级的叶片数，以提高效率。

压气机设计系统最少需要包括以下功能：

(1) 一个生成流道几何外形的系统，可以生成满足要求的流道设计；从而实现在设计流量和转速下稳定、高效的运行，并且对于透平和机械系统设计是可以接受的。这个系统应该尽可能准确地量化。

1) 压气机各个环形截面上的几何形状。

2) 选择叶型的几何参数，诸如设计点速度三角形、流场参数的分布，并保证足够的效率。

(2) 一个可以预测压气机在设计点流场的系统，主要是叶片排内的流场细节，从而可以计算叶片气动力，并且可以确定气动问题可能的出现区域（例如，可能出现的过大的逆向压力梯度）。

(3) 预测在非设计点的流量、转速、进口条件、流动分布下的压气机性能的方法。

(4) 验证叶片排、轮盘、机匣上的应力、应变特性的应力分析工具。

(5) 气动弹性分析方法，用于保证叶片排、轮盘、机匣不会在可能的工况点受到弹动或者其他振动因素的影响。

图 12.3-20 压气机设计系统只是给出了一个可能的设计系统流程图，用来表示各个组成元素的关系和可能的迭代。

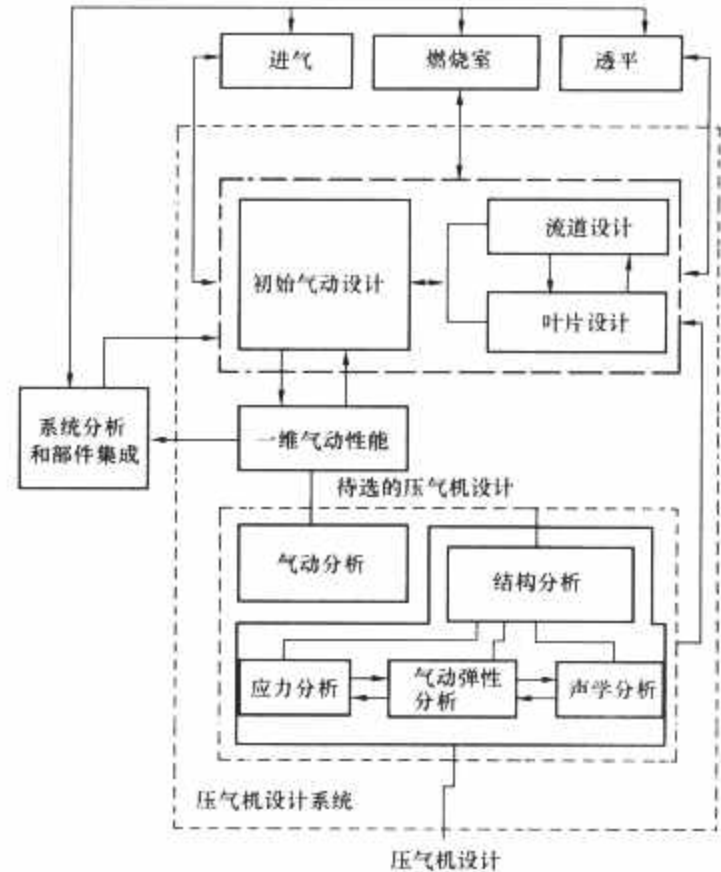


图 12.3-20 压气机设计系统

第4章 燃 烧 室

1 燃烧室总体介绍

燃气轮机的燃烧室位于压气机和透平之间，是燃气轮机的三大部件之一。如图12.4-1所示，它的作用是将压气机增压后的部分空气与燃料混合燃烧，把燃料的化学能转换为热能，提高工质的焓值；然后，高温燃气与其余部分压气机提供的空气进行掺混冷却以达到燃气透平要求的温度，在透平中膨胀做功。

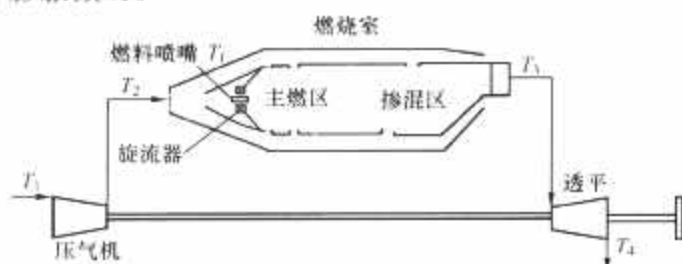


图 12.4-1 燃烧室示意

燃烧室内的主要工作过程为：

(1) 为了减少总压损失和保证稳定燃烧，通过扩压器将压气机出口的气流速度从100m/s左右降低到30~45m/s。

(2) 进入燃烧室的空气分流成为几个部分逐渐流入火焰筒，以确保在燃烧区内空气与燃料能充分混合、完全燃烧。由旋流器和一次空气射流孔流入火焰筒前端燃烧区的空气称为“一次空气”，它与由燃料喷嘴提供的燃料混合燃烧，生成2000℃左右的燃气。这部分空气大约占进入燃烧室的总空气流量的25%。

(3) 常用燃料可以是液体燃料或天然气等气体燃料。对液体燃料，燃料进入燃烧室可通过喷油雾化，包括雾化、蒸发、混合、燃烧等过程。对气体燃料，由旋流器或射流孔引入燃烧区和空气混合燃烧。燃气轮机启动时，采用点火器点燃可燃混合气。在燃烧区点着之后，点火器即停止工作。

(4) 燃烧过程主要在由旋流器形成的回流区中进行。由回流造成一个低压区，一方面降低了燃烧气流速度，稳定火焰，另一方面，为新加入的燃气点火，使燃烧过程能够平稳进行。

(5) 为了防止火焰筒壁被高温火焰烧坏，一部分冷却空气通过多排冷却空气射流孔，射入火焰筒的内壁表面，形成冷却空气保护膜。冷却高温的火焰筒壁。剩下的冷却空气称为“二次空气”，它由开在火焰筒尾部的掺混射流孔喷射到由燃烧区流来的高温燃气中去，以使燃气温度能够比较均匀地降低到进入透平的温度设计值。

由上可见，燃气轮机燃烧室是在高热强度、高速流动的连续气流中进行的。一般它在单位时间和单位体积内能够燃烧释放出比常压锅炉大10~300倍的热量。同时，由于进入燃气透平的燃气温度的限制，供给燃烧室的空气流量与燃料流量的比值（以下简称空燃比）总是比理论燃烧条件下的比值大得多，而且气流的温度、压力和流速都随燃气轮机负荷的改变而发生较大幅度的变化，有时还要求同一个燃烧室能够使用多种燃料。这些特点使得燃烧过程的组织必须采取特殊措施，以满足对燃烧效率、燃烧的稳定性和环境保护和运

行安全等方面的要求。

1.1 燃烧室的主要类型

燃烧室主要可以根据几何结构、空气燃料供给方式和用途来进行分类。

1.1.1 几何结构分类

按燃烧室几何结构可分为圆筒型燃烧室、分管型燃烧室、环管型燃烧室和环型燃烧室。

1.1.1.1 圆筒型燃烧室

全部空气流过一个或两个独立于压气机—透平轴系之外的燃烧室。燃烧室通过内外管套分别与压气机出口和透平进气口相连。由于燃烧室独立，无尺寸限制，可以降低燃烧强度，且结构简单、维修方便。其缺点是空间利用率差，单位空间热强度较低。

1.1.1.2 分管型燃烧室

由多个管式燃烧室绕机组轴线成环形布置，彼此之间由联焰管连接，起联焰和均压作用。每个燃烧室有单独的外壳和火焰筒。这种燃烧室，由于每个单管的空气流量较小，试验调试较容易；同时，维护方便可独立拆换。其主要缺点是这种燃烧室空间利用率低，重量较大，需采用过渡管道与透平相连。另外，需要多个点火机构和联焰管。

1.1.1.3 环管型燃烧室

该类燃烧室介于上面两者之间。每个单独的火焰筒被包在一个由内、外壳体形成的环形腔内。各火焰筒之间也用联焰管相通。其优点是各火焰筒连接改善了环型燃烧室系统的整体性，同时由于火焰筒仍是独立的，试验调试时仍较为方便。其主要缺点是需要保证每个火焰筒的空气流场分布均匀，点火要求与管式燃烧室相同。

1.1.1.4 环型燃烧室

燃烧室由内、外壳体形成的环形腔构成火焰筒。火焰筒头部装有燃料喷嘴和空气旋流器组成的燃烧器。其优点是空间利用率高，能与压气机、透平的环形气道有很好的气动配合；流动损失小，有较均匀的出口周向温度场。其缺点主要是调试时组织燃烧较难，试验调试所需耗气量大，成本较高，使用中不易装拆维护。

1.1.2 空气燃料供给方式分类

按气流和燃料的混合方式可分为扩散燃烧、预混燃烧、分级燃烧以及催化燃烧等。

1.1.2.1 扩散燃烧

扩散燃烧是发展最早、应用最广的一种燃烧方式，其特点是进入燃烧室之前，燃料与空气被隔离。燃烧时燃料直接喷入主燃区，通过湍流和分子扩散与空气进行混合燃烧[见图12.4-2(a)]。如果是液体燃料，还包含燃油雾化和蒸发等过程。在设计工况下这种燃烧方式的空燃比接近其化学当量比，调节空燃比的范围比较宽，点火特性好，有很好的稳定性。其主要缺点是必须采取措施控制其烟雾和氮氧化物等燃烧污染产物。这也是研究其他燃烧方式的主要目的。

1.1.2.2 预混燃烧

这种燃烧方式的主要目的是控制燃烧的污染物排放。其

特点是在燃烧之前燃料和参与燃烧的大部分空气充分混合[见图 12.4-2 (b)]。如采用液体燃料时,混合的同时还将进行预蒸发。为此,在燃烧器之前有预混段,使得燃料和空气有足够的时间进行预混。这种方式可以有效地控制燃烧过程的空燃比。通过控制空燃比,可使得燃烧过程在贫燃状态下进行。譬如在接近可燃极限条件下进行,使得火焰温度大幅降低,从而有效地降低了热氮氧化物的生成。同时也减小了烟雾的生成。但是,这种燃烧方式的空燃比调节范围较小,为了实现在不同空燃比下的正常运行,可能需要大大增加燃烧器和控制系统的复杂性。

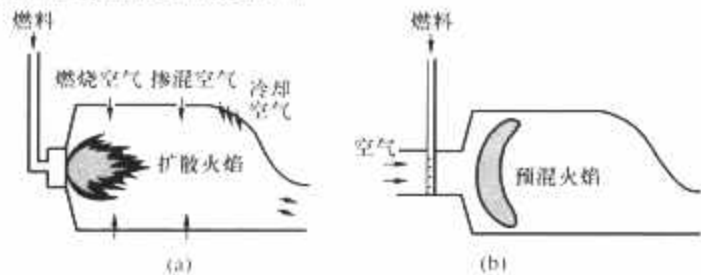


图 12.4-2 空气燃料供给方式分类
(a) 扩散燃烧方式; (b) 预混燃烧方式

1.1.2.3 分级燃烧

为了提高燃烧系统的空燃比调节范围(简称调节比),可以通过空气或燃料的分级供给,使得在各个工况都满足控制燃烧污染产物排放的要求。整个布置可以是轴向分级或径向分级(串联或并联);可以是进行燃料分级或空气分级。如燃料分级,燃料沿径向分级时,提供值班火焰,保持燃烧稳定和增加调节比;当燃料沿轴向分级时,燃料分两处进入燃烧室,第一级的燃烧产物在下游与第二级的燃料和空气混合,实现预混燃烧;在空气分级中主要控制沿轴向的空气分布,以保证燃烧在要求的温度下进行。此种方式又称为变几何燃烧方式,因为燃烧空间随着工况的不同而改变。一般来说,燃料分级只需控制燃料供给,结构上比预混燃烧方式要简单。同时,免去了在空气分级中需对大流量进行控制的要求。

1.1.2.4 催化燃烧

该方法是在燃烧过程中,通过催化反应控制氮化物的氧化,从而几乎可以实现氮氧化物的零排放。由于催化剂有效工作的温度范围很窄,在进行催化燃烧时,为了避免催化剂的失效,必须严格控制反应温度,即入口稀相预混气的空燃比。同时,还需考虑控制未完全燃烧产物,如一氧化碳的形成。故比预混燃烧方式,要求对空燃比有更精确的控制。

此外,根据空气流过燃烧室的流程还可分为顺流式、逆流式等方式。对于顺流式,空气从燃烧室的前端流入,燃烧后燃气直接由后端排出,这种方法压力损失较小;在逆流式中,空气由末端进入燃烧室外壳及火焰筒之间的环状空间,先沿火焰筒外围流动,到头部折转 180°后进入火焰筒内燃烧。由于燃烧室可布置在压气机或透平的外围,使机组轴向长度缩短,并使空气得到火焰筒内燃气的预热,有利于燃烧和冷却以降低燃烧室壁的温度。但由于空气气流折返,压力损失较大。

1.2 燃烧室的主要技术指标

燃烧室的主要技术指标有:

- (1) 燃烧效率。目前燃烧室的效率一般为 95%~99%。
- (2) 燃烧稳定,点火可靠,避免发生振荡燃烧、回火或吹熄现象。
- (3) 压力损失。它是由流阻和热阻引起的压损,一般为总压降的 3%~6%。

(4) 出口温度场。对周向燃气温度的分布也有一定的要求,如分管式燃烧室,各燃烧室出口的燃气平均温度偏差应小于 15~20℃。

(5) 双(多)燃料。

(6) 燃烧产物排放。如氮氧化物 NO_x、一氧化碳 CO、未完全燃烧产物 UHC 及烟雾等。

(7) 冷却。要求高温部件冷却良好,避免火焰筒烧坏或发生翘曲变形。火焰筒的最高壁温一般控制在不超过 700~750℃。

(8) 结构设计。燃烧室必须具有足够的刚度、强度和气密性,能承受振动负荷,不致变形或开裂,保证能达到设计使用寿命;同时,在结构设计中要考虑便于检查、检修,能够及时发现隐患,以防发生严重事故。

2 燃气轮机燃料

燃气轮机燃料可划分为气体燃料和液体燃料两大类,其中常用的气态燃料为天然气、液化天然气、液化石油气,其主要替代燃料为合成气、焦炉煤气、高炉煤气、煤层气、乙烯、填埋气体等。常用的液态燃料主要有柴油、航空煤油等,其替代燃料主要有重油、甲醇、石脑油等。

2.1 气体燃料

2.1.1 气体燃料的主要特性

2.1.1.1 热值

根据发热量的大小,气体燃料可以分为三类:高热值燃料,中热值燃料和低热值燃料。其热值范围、主要成分和来源见表 12.4-1。

表 12.4-1 气体燃料根据热值分类

热值	MJ/m ³	主要成分	燃料来源
高热值	>15.07	以烃类为主	天然气、焦炉煤气、填埋气、煤层气
中热值	6.28~15.07	氢、一氧化碳、甲烷和其他烃类	中热值合成气、生物质气
低热值	<6.28	主要为氢和一氧化碳	低热值合成气、高炉煤气

燃料热值有高位热值(HHV)与低位热值(LHV)两种。高位热值是指燃料在完全燃烧时释放出来的全部热量,包括在燃烧生成物中的水蒸气凝结成水时的发热量,也称毛热。低位热值是指燃料完全燃烧,其燃烧产物中的水蒸气以气态存在时的发热量,也称净热。高低热值之差为燃烧产生的燃气中水蒸气的汽化热。

2.1.1.2 化学恰当比、当量比和余气系数

燃料与空气混合进行燃烧时,混合物中燃料与空气的质量比称为燃气比,或称油气比。如果燃烧时燃料和空气都完全消耗,符合化学反应式的当量关系,称为化学恰当比;燃烧中实际的燃气比与化学恰当比之比,称为当量比 ϕ ,其倒数为余气系数 α

$$\phi = \frac{(m_{\text{fuel}}/m_{\text{air}})}{(m_{\text{fuel}}/m_{\text{air}})_{\text{st}}}$$
$$\alpha = \frac{(m_{\text{air}}/m_{\text{fuel}})}{(m_{\text{air}}/m_{\text{fuel}})_{\text{st}}}$$

式中: $m_{\text{fuel}}/m_{\text{air}}$ 为燃气比; $m_{\text{air}}/m_{\text{fuel}}$ 为空燃比;下标 st 表示在化学恰当此时的比值。

当量比是燃烧系统性能最重要的参数之一。当 $\phi < 1$ 时,供给的空气量大于理论上完全燃烧所需空气量,称为贫燃或富氧燃烧;当 $\phi > 1$ 时,供给的空气量小于理论上完全燃烧所需空气量,称为富燃或贫氧燃烧。

2.1.1.3 可燃极限

可燃气与空气的混合物必须在恰当的配比范围内才能着火燃烧。即它的边界是可燃气与空气在均匀混合后能够维持火焰传播的最小比例（体积比或摩尔比）和最大比例，即可燃下限（LFL）和可燃上限（UFL）。若可燃气与空气混合物低于可燃下限或高于可燃上限，则不能维持火焰传播。不同燃料、不同燃料组分以及不同的燃烧条件可燃极限都有很大不同。

2.1.1.4 绝热火焰温度

在孤立系统中，可燃气与空气混合燃烧，化学能转化为热能。若该混合物从某初始温度和压力下经绝热等压燃烧过程达到化学平衡，该系统最终达到的温度称为绝热火焰温度。火焰温度是燃气比、流场应变率和初始温度等参数的函数，在化学恰当比附近达到最大值。现代燃气轮机控制氮氧化物排放的一个重要方法就是通过降低燃烧室的火焰温度来抑制氮氧化物的生成。

2.1.1.5 火焰传播速度

在静止或层流预混燃烧时，火焰前沿沿法向相对于未燃混合气的传播速度称为层流火焰传播速度，其只与反应动力学特性和热物性有关。在湍流流动中，火焰表面被拉伸扭曲，火焰界面比层流条件时大大增加。故湍流火焰的传播速度比层流火焰传播速度大得多。烃类燃料的层流火焰传播速度一般为每秒几十厘米，湍流约为层流的两倍。在燃气轮机燃烧室，要实现稳定燃烧，火焰的传播速度应该与该处混合物的流速相等。当混合气的流速小于火焰传播速度，发生回火；当混合气的流速大于火焰传播速度，会发生脱焰或吹熄现象。故火焰传播速度是设计和组织燃烧过程的重要参数。

2.1.1.6 点火与淬熄

在燃烧开始时，通常用点火源将外部热量引入可燃混合物，使可燃混合物温度上升至足以自己维持化学反应的温度，当点火源停止工作时，燃烧能够继续进行。当由于流动产生拉伸效应或可燃混合物成分的变化，化学反应率减至不能维持最低的反应温度，火焰将在瞬间熄灭。最小点火能量是在设计点火系统时的重要参数，与未燃混合物成分、温度压力都有很大关系。在燃气轮机燃烧室，常用的点火器包括电火花和等离子点火器。为了防止淬熄，通常在燃烧室内设置“值班火炬”，保证燃烧室稳定运行。

2.1.1.7 华白（Wobbe）指数

华白指数表示在相同的燃烧压力下能够释放出热量的指数。不同成分的燃料如果具有相同的华白指数，则其在相同压力下燃烧释放的热量相同，即

$$WI = \frac{LHV}{\sqrt{\rho}} \sqrt{\frac{T_{sm}}{T}} \quad (12.4-1)$$

式中：LHV 为燃料的低位热值；ρ 为燃料的质量密度；T_{sm}和 T 分别为标准温度 293K 和燃料的实际温度。

华白指数说明了特定热负荷下所需的燃料容积流量，对燃烧室的设计运行有重要的指导意义。譬如，华白指数可作为燃料互换指数。各国规定不同燃料互换时，为了保证稳定燃烧，华白指数的变化应小于某特定范围。不同来源天然气的华白指数可见表 12.4-2。

表 12.4-2 纯净气体燃料和三种天然气的华白指数

项 目	甲烷	乙 烷	丙 烷	天然气 1	天然气 2	天然气 3
甲烷体积分数（%）	100	0	0	90	85	82
乙烷体积分数（%）	0	100	0	5	15	0

续表

项 目	甲烷	乙 烷	丙 烷	天然气 1	天然气 2	天然气 3
丙烷体积分数（%）	0	0	100	5	0	14.5
氮气体积分数（%）	0	0	0	0	0	3.5
低位热值（kJ/kg）	50 016	47 490	46 357	49 362	47 466	48 151
理想气体密度（kg/m³）	0.716	1.341	1.967	0.809	0.811	0.916
华白指数（kJ/m³）	86 381	112 336	132 791	90 673	90 673	90 673
空燃质量比	17.11	15.98	15.57	16.83	16.82	15.78

2.1.2 工业燃气轮机气体燃料

2.1.2.1 天然气

天然气主要成分为甲烷 CH₄（体积分数 82%~98%），它含碳少，热值大约为 33.6MJ/m³。获得同等数量的热能，天然气燃烧产物中的二氧化碳排放量也比煤、重油和生物质等燃料少，有利于改善大气层的温室效应。同时，天然气中不含硫化物，燃烧后不会产生 SO₂ 污染排放物，也没有飞灰和灰渣等固体排放物。

目前在燃烧室中组织天然气的燃烧过程大都采用扩散燃烧或预混燃烧方案。虽然扩散燃烧火焰稳定、易于控制，且对燃料成分适度的变化容易调整，但由于其火焰温度高，容易产生大量的热 NO_x，传统方法是按照一定比例向燃烧区注入水或蒸汽，降低火焰的温度，抑制 NO_x 的生成。但该方法增加了水处理设备的投资和运行费用，缩短燃烧室的检修周期。

现代燃气轮机天然气的燃烧主要采用“干式”贫燃预混燃烧方式，其主要特点是反应区内的燃料浓度预先通过燃料与空气的预混进行控制，使得燃烧的温度不高于 1650℃。随着燃烧室负荷波动，可能使燃烧区内过量空气系数增大，燃烧温度降低，不仅使燃烧迅速恶化，CO 排放量增大，而且稳定工作范围变窄，有可能出现回焰、淬熄和振荡燃烧等现象，严重时很有可能使系统结构损毁。不同的公司采用不同的方式解决这个问题，如采取分级燃烧和燃烧过程的被动或主动控制等措施。同时，人们也尝试其他不同的燃烧方式，如催化燃烧、富燃—淬熄—贫燃（RQL）和直接喷射等燃烧技术。总之，发展 NO_x“零排放”燃烧技术是发展先进燃烧室的主要技术努力方向。

2.1.2.2 合成气

合成气的主要成分为氢和一氧化碳，为中、低热值煤气。典型的中、低热值合成气成分见表 12.4-3。

表 12.4-3 典型的中、低热值合成气成分体积分数

成 分	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	CH ₄	H ₂ S
中热值合成气（%）	5	26	45	14	6.7	2.0	1.3
低热值合成气（%）	50	15.8	32.4	0.9	0.5	0.1	0.3

与天然气相比，低热值合成气主要有如下技术特点：由于燃料的发热量较低，要保证相同的燃烧室出口温度，燃料体积流量要相应增加，燃气管线、喷嘴尺寸和燃烧室容积都需相应增大；由于空气参与燃烧的比例增加，有可能造成燃烧室冷却效果恶化；对于低热值合成气，其火焰温度要比天然气低 300~500K，热 NO_x 的控制不是主要问题，但有时燃料中会含有 NH₃，其在燃烧中将会转变成 NO，必须进行预处理；低的火焰温度有可能使 CO 不能完全燃烧，造成排气中的 CO 含量超标，为了确保 CO 完全燃烧，需减小火焰筒内气流速度或增加火焰筒长度以增加 CO 在燃烧区内的化

学反应时间；考虑到气化炉的启动或可能的故障引起燃料供应不足等特殊情况下，燃烧室应该同时具有双/多燃料的功能。为了防止透平叶片的磨蚀，必须严格控制低热值煤气的含灰量，一般要求原始含灰量低于 $10\text{mg}/\text{m}^3$ ，经燃烧后降至 $2\text{mg}/\text{m}^3$ 。但是尺寸小于 $2\mu\text{m}$ 的灰粒可以控制在不低于 $27\text{mg}/\text{m}^3$ 。

现成的燃用液体燃料或天然气的燃烧室必须针对上述特点进行较大的改造才能适于燃用中、低热值合成气。

2.1.2.3 高炉煤气

高炉煤气是炼铁过程产生的伴生气，它的主要成分是 CO 、 CO_2 、 N_2 、 H_2 、 CH_4 等， CO 占 $22\%\sim 26\%$ 体积分数， H_2 占 $1\%\sim 4\%$ 体积分数， N_2 占 $58\%\sim 60\%$ 体积分数。钢铁企业的高炉煤气热值一般为 $2510\sim 3520\text{kJ}/\text{m}^3$ 。

除了与低热值合成气共有的特点之外，高炉煤气还具有可燃物质含量少，发热量低，着火燃烧及其稳定性较差等特点。高炉煤气中可燃组分 H_2 和 CO 含量的高低直接影响到燃烧的稳定性，如果能控制高炉煤气发热量的变化范围，调整 H_2 和 CO 的百分比就能达到稳定燃烧的目的。由高炉直接引出的高炉煤气中往往含有大量灰尘，需要采用电除尘器把含尘量降低到 $1\text{mg}/\text{m}^3$ 以下，才能增压后送到燃气轮机燃烧室中去燃烧；高炉煤气流量大，一般燃气轮机机组透平流通能力远不能满足要求，应增大机组透平的通流能力。

2.1.2.4 焦炉煤气

在焦炭的生产过程中，会产生大量的焦炉煤气副产品。见表 12.4-4。焦炉煤气的可燃成分多，高达 90% ，主要成分是氢气和甲烷，其热值较高，一般可达 $16\text{MJ}/\text{m}^3$ （标准状况下）以上。

表 12.4-4 焦炉煤气的主要成分

成 分	N_2	H_2	CO	CO_2	O_2	CH_4	C_nH_m
体积分数(%)	3~5	54~59	5.5~7	1.5~2.5	0.3~0.7	23~29	2~3

焦炉煤气中含有苯、萘、 SO_2 、 H_2S 和 NH_3 等多种有毒有害气体。它们会对燃烧室的零部件产生腐蚀，影响机组寿命。因此，燃烧前，必须经过脱萘、脱氨、脱苯、脱硫等净化处理，使其有毒有害成分大幅度降低。

2.1.2.5 生物质气

生物质能源是清洁的、可再生的能源，可以实现 CO_2 的零排放。一般生物质燃料气的热值大约 $15\,000\text{kJ}/\text{m}^3$ ，高于中低热值煤气，典型生物质气的主要成分见表 12.4-5。

表 12.4-5 典型生物质气的主要成分

成 分	N_2	H_2	CO	CO_2	O_2	CH_4	C_nH_m
体积分数(%)	15	17	38	22	—	5	—

用于燃气轮机的生物质气主要考虑有：不同的生物质气化得到的燃料气，其成分和热值波动较大，需调整燃烧系统防止出现燃烧不稳定；在生物质气化得到燃料气过程中，一般都会带有一定的杂质，包括灰分、焦炭和焦油等，需经过净化系统把杂质除去，才能保证燃气轮机的正常运行，如燃料气中的灰粒质量浓度应远低于 $1\text{mg}/\text{L}$ ；生物质燃料气具有腐蚀性，容易对燃料供给系统以及燃烧室的部件造成损坏，因此需要对燃料供给系统以及燃烧室等进行改造，如使用抗磨损抗腐蚀性材料或在燃料中加入抗磨损抗腐蚀的添加剂。

2.1.2.6 填埋气

填埋气指生活垃圾、堆肥及焚烧残留物等填埋物在适当

的水分、温度及酸碱度条件下，垃圾中的有机物经过生物化学反应后产生的气体。其主要成分和热值近似于“沼气”。某一填埋场气主要成分见表 12.4-6。其热值（ 40°C 时）为 $18\,900\text{kJ}/\text{m}^3$ 。填埋场内的气体经过收集井的吸收进入收集管，并通过汇流中转器进入输气管后，集中送入收集站。填埋气在站内进行净化和加压处理后，送入燃气轮机系统发电或进行其他利用。利用填埋气发电，可以使垃圾无害化和资源化。已成为国内外开发填埋场优先考虑的方式。

表 12.4-6 典型填埋气体的主要成分

成 分	N_2	H_2	CO	CO_2	O_2	CH_4	C_nH_m
体积分数(%)	10~20	0.1	0.1	30~40	1	30~40	—

2.1.2.7 煤层气

煤层气就是煤矿里的瓦斯气，主要是甲烷，也有少量的 CO 、 N_2 、 H_2 及烃类，其热值为 $37\,680\text{kJ}/\text{m}^3$ ，与甲烷相当。煤层气在燃烧过程中不产生灰渣、 SO_2 和其他汞、砷等重金属有害物质，所以是清洁能源。

2.2 液体燃料

液体燃料是由许多种沸点各不相同的液体碳氢化合物掺混而成的混合液，其主要成分为烷烃、烯烃、环烷烃和芳香烃等碳氢化合物。其来源于石油炼制加工。

液体燃料和气体燃料燃烧过程的最重要区别就是液体燃料需要有雾化蒸发过程。除在上面部分介绍的燃烧特性外，液体燃料其他主要的物理和化学特性有：

(1) 密度。它指单位容积内所含物质的质量，单位为 g/cm^3 ，我国规定以 20°C 时的密度为石油产品的标准密度。对于石油炼制的液体燃料，密度与其碳氢化合物的化学成分有关。密度低的馏分油主要成分是烷烃，而密度高的蒸馏油主要成分为芳香烃。同样容积的燃料密度越小，其热值相应也越低。

(2) 馏程。它表征轻质燃油（汽油、煤油及轻柴油等）的蒸发汽化量随温度而变化的特性。通常以汽化 10% 、 50% 及 90% 等百分比燃油量所需温度来表示。

(3) 黏度。它表征燃油流动时，内部分子之间互相牵制的阻力或摩擦力。燃料的黏度随温度增加而降低。黏度不仅影响燃料输送、油泵寿命，对燃油雾化、低温启动点火等都有重要影响。

(4) 表面张力。它指液体表面单位长度的力抵消反方向使液体面积增加的外拉力。表面张力也随温度升高而下降。它对燃油雾化质量有重要影响。

(5) 闪点。指用明火能点燃燃料蒸气与空气混合气体的最低温度称为闪点。它是表征燃料可燃性的一个指标。闪点与蒸气压直接有关，蒸气压愈高，则闪点愈低。

(6) 凝点。它指燃油在冷却过程中因逐渐变稠而丧失流动性时的温度，是表示燃油在低温下流动性能的重要指标。一般重质燃油凝点较高，轻质燃油凝固点较低。为确保燃油系统在温度变化时能正常工作，必须考虑燃油的凝点变化，必要时需采取加热保温等措施。

(7) 杂质和残炭。机械杂质含量是指一定量油样用有机溶剂溶解后，不溶解的残留物（经烘干）与油样质量的相对百分数。它表示油质的好坏，一般轻质油如汽油和轻柴油，机械杂质极少；重柴油机械杂质不大于 $0.1\%\sim 0.5\%$ ；重油可达 $1.5\%\sim 2.5\%$ 。残炭是指油在隔绝空气条件下加热，蒸发出油蒸气后剩下的固体炭，其大小以残炭率表示。残炭

率高,则火焰的热辐射能力强。

工业燃气轮机液体燃料主要有:

2.2.1 轻柴油

轻柴油为工业燃气轮机的主要燃料之一,也是作为油/气双燃料燃烧室的首选备用燃料或中低热值燃烧室的启动点火燃料。

轻柴油燃烧性能好,燃烧后在发动机燃烧室内不产生明显结焦和结炭。组织好燃烧过程,除了需要燃油喷嘴有好的雾化性能,还需尽可能保持燃油的黏度合适和表面张力稳定。如果黏性过大,雾化油滴的直径变大,圆锥角小,油滴射程较远,同时油滴蒸发总面积减少,蒸发速度减慢,导致混合气不均匀,燃烧不完全;如果黏度过小,油滴流射程太近,圆锥角大,也会造成局部燃气混合过浓,造成燃料消耗增大,甚至出现黑烟。

轻柴油中的硫化物会造成尾气中 SO_2 排放。硫化物燃烧后产生的 SO_2 、 SO_3 ,还会对排气系统造成气相腐蚀。遇水生成亚硫酸、硫酸,附着在排气管等部位上,对金属产生强烈的液相腐蚀。

2.2.2 重油

重质燃油主要指原油和渣油。渣油是在原油中提取了沸点低、相对分子质量较轻的汽油、煤油等后所残留的重质碳氢化合物。渣油是目前石油工业中的自然产品,数量大,可以燃烧,价格又较便宜,已经成为燃油燃气轮机电厂降低成本、提高经济效益的一项有效措施。原油由于含有轻质成分而比渣油容易燃烧,主要在输油管线附近或沿海地区作燃气轮机的燃料。重油燃料的特点是分子结构复杂而黏度大;沸点高而挥发性差;含有大量的化合物组成的灰分。

在使用中首先应对重油进行沉淀过滤,以免堵塞油路;由于重油分子黏度大,雾化效果差,雾化前应预热重油燃料,降低其黏度;应采用空气喷嘴、回油式喷嘴或面积可以调的喷嘴,以保证低负荷工况下燃油流速,防止雾化效果恶化;喷嘴锥角不能过大,防止重油甩到火焰管壁上形成积炭;同时,锥角过小会把大量的重油喷到缺氧的回流区中,高温下容易析出炭粒,以致产生冒黑烟的现象。在组织燃烧时,要合理控制进入燃烧区的空气量,保证低负荷下足够高的温度。为确保完全燃烧,应当适当地延长油滴在火焰管中的停留时间。同时,需要注意燃烧室的壁温不宜太低。在低负荷下,能使积炭和积焦都复燃殆尽。为防止满负荷下壁温过高,可选用通过冷却空气保护膜的冷却方案,这种方式壁温随负荷的变化较小。

另外,由于重油中含有大量的灰分和杂质,燃气轮机燃烧重油还存在结垢问题和腐蚀问题,也需要采取相应的措施加以解决。

2.2.3 甲醇

甲醇(CH_3OH)别名木醇或木酒精,可以从天然气、石油、煤、木材及其他生物体来制取。甲醇具有低发热量、低污染和无排烟等特点。

目前随着多联产及其他甲醇化工工业的发展以及运输的方便性和良好的环保特性,甲醇作为燃气轮机燃料的可能性已经引起人们的关注。与天然气及油相比,甲醇在某些方面似乎更是燃气轮机理想的燃料:由于流量的增加,可以实现更高的效率,更大的功率输出,在同样的透平进口温度下,甲醇的燃烧温度低,由于火焰温度较低,所以其燃烧可实现较低的 NO_x 排放。由于甲醇中硫含量非常低,因此基本没有 SO_x 的排放问题。此外,甲醇燃烧干净,使得透平部件的清洗次数大大减少,有助于降低维护费用。

如果直接在燃用天然气及油的燃气轮机燃用甲醇时,可能存在的问题主要有:甲醇热值低于油,意味着同样发电功率需要更大的燃料流量,因此需要改造燃料系统及下游透平部件;燃气轮机燃烧室要采用适合低热值燃料燃烧的结构,透平的通流也要适当增大;燃料甲醇具有腐蚀性,其滑润特性差,需要对主燃料泵及分流系统等进行改造。如使用抗磨损抗腐蚀性材料或在燃料中加入合适的抗磨损抗腐蚀添加剂。甲醇燃料燃点低意味着需要采取防爆措施。

3 燃烧室的结构和工作过程

3.1 燃烧室结构

3.1.1 常规燃烧室

常规燃烧室如图12.4-3所示。其主要结构部件包括:外壳、火焰管(筒)、扩压器、一次空气配气机构、燃气掺混机构、火焰管壁冷却机构、燃料供应机构及点火设备等。

外壳和火焰管将燃烧室分成一次燃烧区和二次空气流道,从而实现了高温燃烧和高温燃气掺冷两个过程的分离,为保证燃烧区温度和效率、达到透平要求的进口温度和分布提供了必要条件。

扩压器的作用是有效降低来自压气机的高达 170m/s 的气流速度以及由此引起的压力损失。

一次空气配气机构由旋流器、过渡锥顶、冷却狭缝和一次区射流孔组成,以造就一个低速回流区来稳定火焰,并及时地向一次燃烧区供给燃烧空气。

燃气掺混机构是在火焰筒后部的壁面上开设的一系列掺冷孔,使二次空气通过并射入来自一次燃烧区的高温燃气,并在过渡段中进行掺混、稀释和降温,最终在燃烧室出口达到透平要求的平均温度和特定的温度分布。掺冷孔孔径、数量和布局是出口温度场品质的决定性因素。

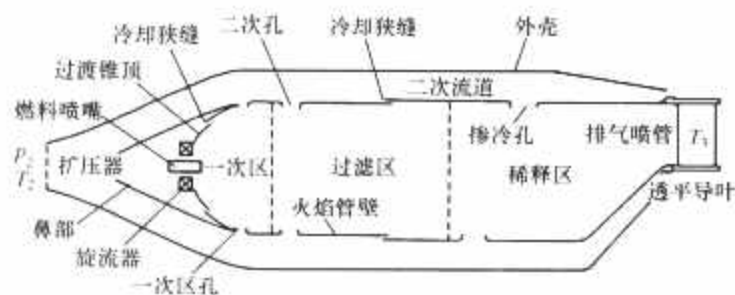


图 12.4-3 典型的燃烧室结构

火焰管壁冷却机构是在壁面上开设的各种小孔、狭缝等,可使来自压气机的压缩空气通过它们,在管壁内表面形成冷却气膜,阻隔高温燃气与壁面的接触,达到降低壁面温度的目的。同时,在二次流道中的高速气流还会与火焰管外壁面进行对流换热,起到冷却壁面的作用。

燃料供应机构即指燃料喷嘴,可按一定的张角和布局,将气体或液体燃料喷入一次燃烧区,与空气混合形成扩散火焰。燃烧区的气流流场组织和燃料浓度场的组织要靠一次空气配气机构(火焰管)和燃料喷嘴共同完成。

点火设备用于燃烧室的启动点火;对于分管型、环管型和环型燃烧室而言,通常只在若干个燃烧器上装有点火器,其他燃烧器则通过联焰管传焰点燃。

3.1.2 现代低污染燃烧室

这种燃烧室在实现低污染燃烧方面,采用的基本思路都是设法降低一次燃烧区的火焰温度,并发展出湿式和干式两种方法。前者是向一次燃烧区内喷水或蒸汽,直接降温,但燃烧室结构无实质性的改变。后者则通过提高过量空气系

数,将燃料与空气预混均匀后再喷入燃烧区进行均相预混燃烧,而形成所谓的干式低污染(DLE)或干式低 NO_x (DLN)燃烧技术。

为实现均相预混过程,并解决由此引起的燃烧稳定性、回火和适应负荷变化等问题,燃烧室结构发生了如下质的变化:

(1) 燃料喷嘴具有燃料与空气的均相预混功能。如图12.4-4所示,与常规燃烧室的情形图(a)不同,DLN燃烧室是将燃料预先喷入一次空气流道中,经过一段长度的混合,形成稀态均相预混可燃气体后再喷入燃烧区[情形图(b)和图(c)]。

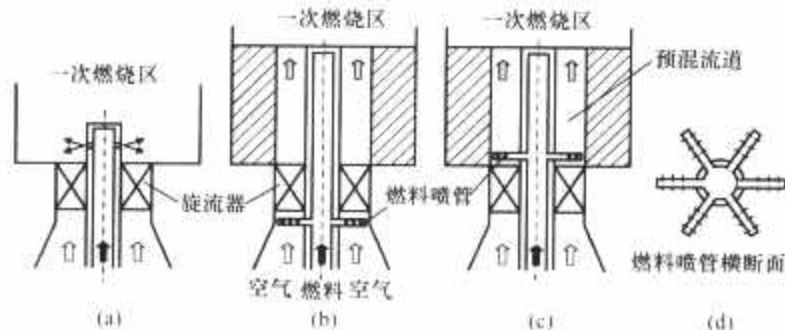


图 12.4-4 燃料与一次空气供应机构的变化

(a) 常规燃烧室；(b) 燃料喷嘴在前的DLN燃烧室；
(c) 燃料喷嘴在后的DLN燃烧室；(d) 燃料喷嘴横截面

为强化混合过程,提高混合效率和均匀度,通常采用以下几个措施:一是分散喷射燃料,即让燃料从多个导管上的小孔中喷出[见图12.4-4(d)和图12.4-5(a)],或将燃料通入中空旋流叶片,然后从叶片出气边表面上的小孔喷出[见图12.4-5(b)];二是燃料喷射位置尽可能设置在旋流器的上游或出气边附近,以尽可能利用强旋流和强湍流的掺混作用;三是必须有足够长的预混段。

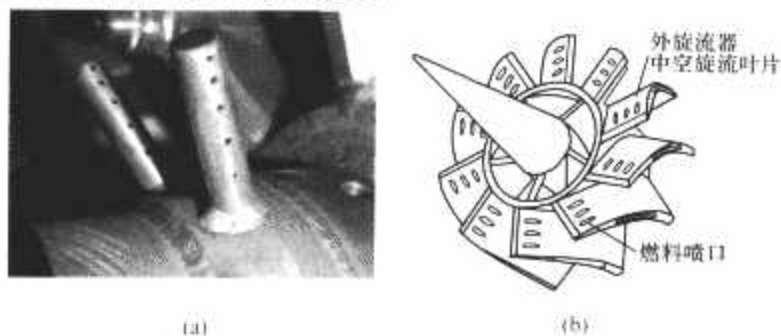


图 12.4-5 用于DLN燃烧器的分散式燃料喷射机构

(a) 小型喷嘴；(b) 中空旋流叶片和燃料喷嘴

(2) 为防止回火,预混通道内要保证足够高的气流速度,或通道截面沿轴向逐渐收缩,形成加速效应。

(3) 采用多喷嘴燃料分级结构,通过控制系统使各级喷嘴在不同负荷范围内投入工作,以适应负荷的变化。图12.4-6(a)所示的燃烧室就是将整个燃烧区分成一次预混区和二次燃烧区,用一次和二次喷嘴按一定的方式配合工作。一次预混区在启动和低负荷工况时作为扩散燃烧区使用,在高负荷工况下,则用于燃料和空气的预混过程,二次燃料喷嘴按预混燃烧方式设计,这就同时满足了负荷变化和低污染燃烧的要求。图12.4-6(b)所示的燃烧室则把燃烧区沿径向分成了三部分(级),随着负荷增加而逐级投入工作,并且都按预混燃烧方式进行。

(4) 燃烧室头部逐渐为结构复杂的燃烧器所替代。除了图12.4-6所示的类型以外,燃烧器还可由一个或多个兼有预混、一次空气配气和燃烧多重功能、可作为独立燃烧单元的燃料喷嘴组成。这些喷嘴通常可燃气体和液体两种燃料,配有液体燃料空气雾化机构,和防止熄火的值班燃料喷嘴。可见,现代低污染燃烧室头部的结构形式与传统燃烧室

已完全不同了。

(5) 火焰管结构日趋简化,其作用只是分隔燃烧区与二次空气,并使之与高温燃气掺混。

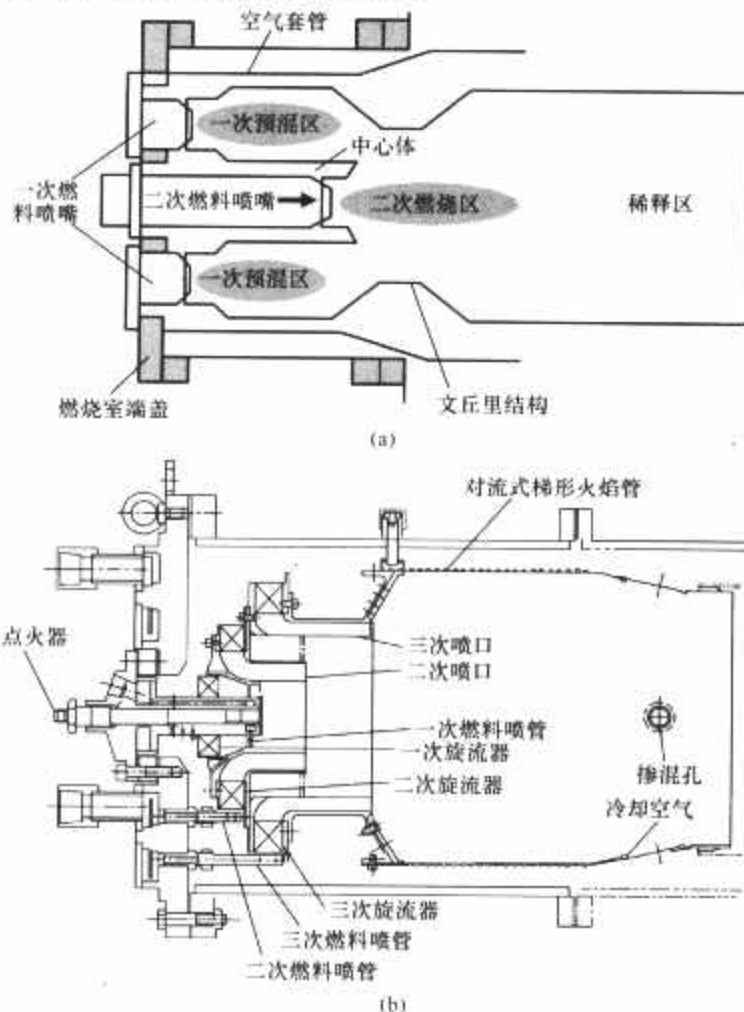


图 12.4-6 不同类型的DLN燃烧室

(a) GE公司DLN-1环管型燃烧室；
(b) 日本石川岛播磨重工(IHI)

3.1.3 燃烧低热值燃料的燃烧室

低热值燃料是指热值低于 $6280\text{kJ}/\text{m}^3$ ($1500\text{kcal}/\text{m}^3$)气体燃料,可在燃气轮机燃烧室中使用的主要有工业煤气化装置产生的合成煤气和高炉冶炼过程中产生的高炉煤气。

燃烧低热值燃料带来两方面问题:一是由于热值低,为使燃烧室出口的燃气温度 t_3 保持恒定,导致供给燃烧室的燃料容积流量比天然气大8~10倍,使燃料喷嘴、火焰管以及输气管线的尺寸都要相应地增大;二是可燃成分以 H_2 和 CO 为主,而 CO 的燃烧反应速度低,加上低热值燃料的理论燃烧温升比燃烧天然气时低 $300\sim 500^\circ\text{C}$,导致 CO 不易完全燃烧,尤其在低负荷工况更容易产生,并发生火焰吹熄现象。为此需要增大火焰管直径或者强化回流效应。

总之,燃烧低热值气体燃料的燃烧室,只需在尺寸上作量的调整,而结构形式上无需大变。对于燃烧热强度较低的圆筒型燃烧室而言,可不改变火焰管尺寸。但对燃烧热强度较高的分管型或环管型燃烧室来说,则必须适当增大火焰管直径;一次空气的配气机构的通流面积不必大改。

3.1.4 燃烧室结构的发展趋势

新一代燃气轮机燃烧室的结构特点是,头部燃烧器的功能日趋完善,火焰管的传统结构和功能则相应地简化甚至消失,这就为闭式蒸汽冷却技术的应用提供了契机。蒸汽冷却的好处在于,一方面,在同样的进口温度和压力下,蒸汽的比热容是空气的2倍,故在达到同样冷却效果时,蒸汽消耗量就要比空气少;另一方面,如要进一步提高透平前温(TIT),必须加大冷却火焰管壁面的冷却空气流量,但流经燃烧室的总空气量是恒定的,冷却空气不可能无限增加。因

此, 引入蒸汽冷却就成为必由之路, 并代表了今后燃烧室结构的发展趋势。

目前, 蒸汽冷却技术已经被用于冷却燃烧室过渡段或整个火焰管, 其中, 日本三菱公司研发的 G 级燃气轮机(M501G)燃烧室就是这方面的代表性产品。

据分析, 与原有的开式空气冷却相比, 采用闭式蒸汽冷却后, 可将燃烧室出口平均温度提高约 120K, 使燃气—蒸汽联合循环系统的热效率提高 1.1%。此外, 蒸汽冷却的漏损量很低。

3.2 扩压器

扩压器的作用是将压气机出口高达 120~180m/s 的气流速度降低 3~5 倍, 为稳定燃烧提供基本条件, 并降低流阻损失。这个损失可占燃烧室整体总压损失的 1/3~1/4。

当扩压比较小时, 应选择流道型面连续渐扩型扩压器, 其中包括直壁锥形和特殊型面扩压器两类, 如图 12.4-7(a)所示。前者尽管结构简单、造型方便, 但压力损失较大, 故已很少应用。后者按型面变化规律又分有等压梯度、等速梯度、双扭线型, 以及前后段分别为等压和等速梯度的混合型。所谓等压梯度型即指沿着扩压器的长度方向, 气流的静压梯度 $dp/dx = \text{常数}$, 也就是静压按直线规律变化。在同样长度和同样的扩压比下, 它的扩张角比直壁锥形扩压器者要小, 故流阻损失可减少 30% 以上; 如损失相同, 则其长度可缩短约 40%。因此, 等压梯度型扩压器得到普遍应用。

对中等扩压比或者火焰管直径较大时, 常用流道型面突变的阶梯型扩压器。以图 12.4-7(b)的某扩压器为例: 其特点是具有前后两级扩压。在前段第一级扩压时, 张角不很大, 流道扩张比为 2.72。虽然进口气流速度高达 153m/s, 压力损失仍然不致过大。在第一级扩压之后, 通道的几何角突然增大而使气流进行第二级扩压, 来流速度大大降低, 尽

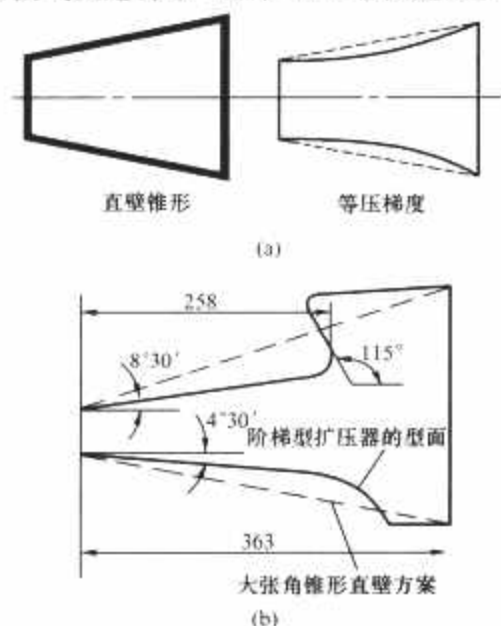


图 12.4-7 适用于不同扩压比的扩压器形式
(a)低扩压比; (b)中等扩压比

管存在局部流阻损失, 但这一段的总损失不大。假如采用长度相同的直壁锥形扩压器, 其扩张角就会很大, 而使流阻损失增加一倍。可见, 对中等扩压比或者火焰管直径较大时, 阶梯型扩压器方案有优越性。此外, 其出口流场比较稳定, 有利于改善燃烧室出口温度场品质, 使之不易受到机组负荷变化的影响。

3.3 燃烧器

常规燃烧室的燃烧器安装在火焰管头部, 由燃料喷嘴和

与之相配的空气旋流器组成, 用以输送和喷射燃料, 实现流场和燃料浓度场组织。而对现代低污染燃烧室而言, 其燃烧器则是能够提供均相预混可燃混合物的喷嘴, 亦称为预混器。

气体燃料喷嘴结构简单, 功能单一。而液体燃料喷嘴种类很多, 常用的有机械式喷嘴、空气喷嘴和机械—空气喷嘴三类, 其作用是将液体燃料破碎成粒径及分布合适的细小液滴群, 加速其蒸发、汽化和与空气的混合, 以保证燃料迅速而完全的燃烧。

3.3.1 液体燃料的雾化原理和雾化特性指标

液体由喷嘴喷出形成液体柱或液膜; 由于液体射流本身的初始湍流以及周围气体对射流的作用(脉动、摩擦等), 使液体表面产生波动、褶皱, 并最终分离为液体碎片或细丝。其间, 存在由惯性力、气体的阻力构成的外力和液滴黏性导致的内摩擦力和表面张力的内力的共同作用。液滴高速飞行时, 如果外力大于内力, 就会发生变形和破裂, 并持续进行下去直到最后内外力平衡为止, 从而完成雾化过程, 如图 12.4-8 所示。

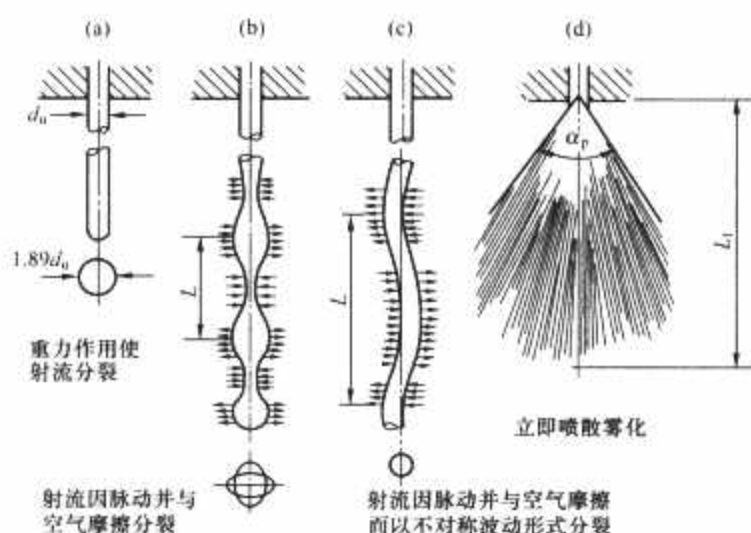


图 12.4-8 液滴的分裂过程

(a) 重力作用使射流分裂; (b) 射流因脉动并与空气摩擦分裂; (c) 射流因脉动并与空气摩擦而以不对称波动形式分裂; (d) 立即喷散雾化

不同的喷嘴形式有不同的雾化机理。机械式喷嘴利用的是喷嘴前后的压力差和旋转离心力, 压力差越大, 液体燃料射流与周围的气体间的相对速度越高, 液膜越容易失稳, 雾化进程越快, 液滴群尺寸也就越小; 气动式喷嘴则是利用空气和蒸汽等雾化介质与液体之间的高速动量交换, 强化它们的摩擦而形成雾化。

衡量液体燃料雾化性能指标如下:

(1) 喷雾锥角 α_p 。它是指喷嘴出口到喷雾炬外包络线的两条切线之间的夹角(见图 12.4-8), 一般在 $60^\circ \sim 120^\circ$ 范围内。这是关系燃料在空间合理分布的重要指标, 以防止燃料过于集中在燃烧区中心轴线附近, 或喷射到火焰管壁面上。

(2) 液滴粒径。常用 Sauter 平均直径(SMD) d_s 和质量中间直径 d_m 表示。前者是所有液滴的总体积与总表面积之比; 后者是指大于这一直径的所有液滴的总质量等于小于这一直径的所有油滴的总质量。燃烧室的液体燃料喷嘴的雾化粒径范围一般为 $100 \sim 200 \mu\text{m}$ 。

(3) 雾化均匀度。它指液滴尺寸的均匀程度, 即尺寸分布范围的宽窄。

(4) 喷雾射程。它指水平方向喷射的喷雾液滴丧失动能时所到达的平面与喷嘴之间的距离 L_f (见图 12.4-8)。

(5) 流量密度分布。它指在垂直于雾炬轴线的平面上,

单位面积上和单位时间内通过的燃料质量(体积)的径向分布。

3.3.2 常规气体燃料喷嘴

这是按照扩散燃烧设计的,燃料的供应方式是模拟液体燃料喷嘴的喷射方式来设计的,使燃料在燃烧空间的浓度分布规律大体上与液体燃料相似,从而保证同一个燃烧室在燃烧气体或液体燃料时,都能获得良好的燃烧性能。燃料喷孔的尺寸、数量和角度都预先设计确定下来,即可在空间形成具有一定张角的气体燃料炬,如图 12.4-9 所示。

通常在喷嘴头部设计有吹气孔板,通过引入少量一次空气喷向火焰管,可防止喷嘴头部形成积炭。

现代低污染燃烧室的气体燃料喷嘴,由于采用了稀态均相预混燃烧模式,故主燃料喷嘴多按分散喷射方式将燃料供入一次燃烧空气流道中与之混合。为了避免这种燃烧模式在负荷降低时,因燃料浓度降低而使燃烧区温度全面下降,而造成燃烧不稳定,甚至发生熄火故障,都要在旋流器中心设置一个值班喷嘴,流经它的燃料流量不随机组负荷变化,而形成稳定的扩散火焰。在低负荷时可以依靠它来引燃主火焰。图 12.4-9 所示的燃料喷嘴就可用于值班火焰的,与常规气体燃料喷嘴的设计相似。值班燃料量一般为燃烧室最大燃料量的 3%~10%。

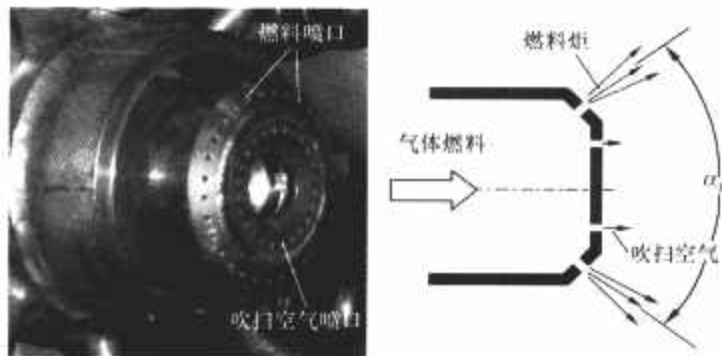


图 12.4-9 气体燃料喷嘴

3.3.3 液体燃料喷嘴

常用的机械式离心喷嘴是靠液体燃料的压力势能进行雾化的(见图 12.4-10)。喷油压力一般为 4900~7800kPa。结构形式上分为简单离心式、双油路双喷口、双油路单喷口离心式喷嘴等。

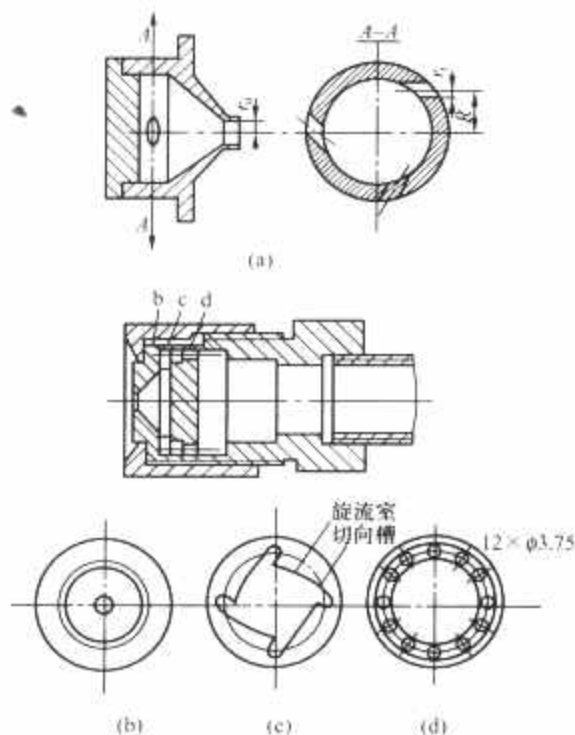


图 12.4-10 简单离心式喷嘴结构示意图
(a) 原理; (b) 雾化片; (c) 旋流片; (d) 分流片

(1) 简单离心式喷嘴的工作过程是全部燃料由切向孔流入旋流室,然后由喷口喷出。其喷油量与喷油压降之间呈均方根关系,因压力上限的制约,这种喷嘴的燃料流量可调范围很窄。当喷油量减少时,其雾化质量恶化,故现不多用。

(2) 双油路双喷口喷嘴是将整个流量范围分成两个流量不同的主、副油路。当喷油量较小时仅副油路工作;当喷油量增大到一定值后,主油路投入,两条油路同时工作。其流量可调范围达 15%~20%;雾化质量好,喷雾锥角大。其缺点是当主油路投入的瞬间,因起始喷油压降低而使雾化质量有所恶化。

(3) 双油路单喷口喷嘴的特点是主、副两条油路共用一个旋流室和喷口。其燃料流量可调范围较双油路双喷口喷嘴略窄,但结构相对简单。其不足之处是两条油路之间相互有干扰,总流量决定喷口尺寸不能太小,相同的起始雾化压降下,启动喷油量略大。

(4) 回油式喷嘴是针对上述几种喷嘴类型在主油路投入时喷雾质量恶化、油量瞬间突跳、燃料流量可调范围有限的问题设计的。其本质上还是离心式喷嘴,只是进入旋流室中的部分燃油会返到回油室,通过控制回油室的压力和回油量等参数,可有效调节喷出的燃油量,确保油流在任何负荷工况下都具有高切向速度和燃料雾化质量,燃料流量可调范围达 40%~50%。其缺点是:喷嘴的工作特性会受回油流道阻力特性的影响,当多喷嘴并联工作时,可能导致喷嘴之间燃料流量的分配乃至各个燃烧室中燃烧工况的不均匀性;油泵能耗高;在高负荷时的喷雾锥角减小,燃料易集中到回流区中引起燃烧不完全和冒黑烟。

(5) 空气雾化喷嘴是利用压缩空气的喷散作用,将其压力能转化为高速气流,使液体喷散成雾化炬,进一步改善雾化颗粒细度的喷嘴形式。在燃油喷口前,引入高速压缩空气,混入油流中一起喷向燃烧空间。对于重油等不易雾化的液体燃料,还可设计将小部分空气引入燃油旋流室,通过内外夹带的作用,获得优良的雾化质量。借助空气雾化,喷油压力可以设计比较低,如 980~1470kPa(满负荷);燃料流量的调节范围达 7%~100%;工作可靠性较高,雾化质量稳定,粒径 $d_{50} \approx 50\mu\text{m}$ 。

雾化空气的压力和流量是关键因素。通常,空气量取燃料理论燃烧空气量的 4%,其喷射压力与燃烧室中工质的压力比为 1.5~1.8。

3.3.4 气体和液体双燃料喷嘴

这是为了提高燃气轮机运行的机动性和可靠性而设计的结构形式,也就是将两种燃料喷嘴组合到一个喷嘴组件上。两种燃料可单独使用和相互切换,或联合使用,无需停机更换燃料喷嘴,如图 12.4-11 所示。

天然气喷嘴按一种扩散燃烧设计,由专门的供气通道供给,并通过开在喷头上的一圈喷射孔,与火焰管轴线成一定角度喷入燃烧室燃烧。这个角度应略小于液体燃料的喷雾锥角,以防同一个燃烧室由液体燃料改烧天然气时,火焰管头部的燃烧热负荷增强得过大。

液体燃料喷嘴属于离心式喷嘴,但通常都带有低压空气雾化喷嘴。喷油雾化锥角为 $70^\circ \sim 80^\circ$,雾化空气流与燃料雾化锥之间的夹角为 $65^\circ \sim 70^\circ$,在机组启动时或燃烧重质液体燃料时使用空气雾化喷嘴。

3.3.5 先进低污染燃烧器

现有的 DLN 燃烧室无一例外地采用空气旋流作为稳定火焰的措施。气体燃料大都是通过伸入空气流道的带有许多小孔的燃料导管直接喷入空气中,并经过一个预混段形成稀

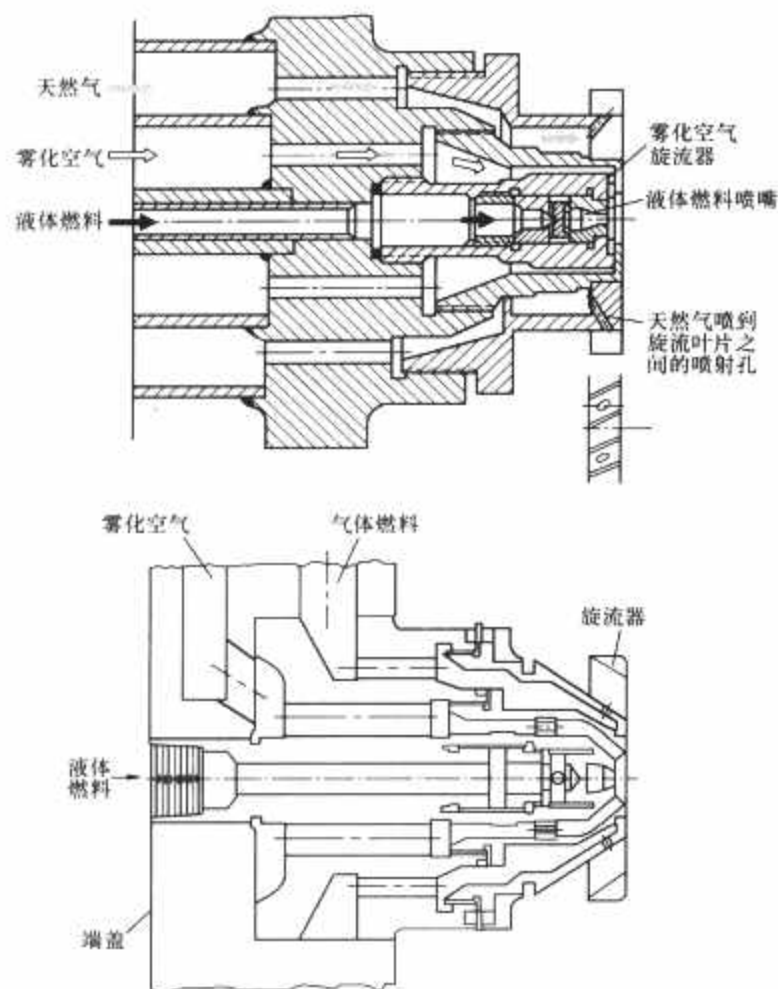


图 12.4-11 双燃料喷嘴(分别用在 JB5301 机组和 GE 6BF 机组上)

相预混可燃物，再进入一次区燃烧。小孔的作用是提供较多的燃料喷射点，预先将燃料加以分散，这有利于它更迅速地在空气中分散和均匀混合。

液体燃料则一般采用在空气流道壁面上形成油膜和压力雾化喷入的方式。关键是要考虑其蒸发过程。

燃料与空气均匀混合的本质是消除空间中的高温热点和瞬时的强烈高温脉动，因此要求预混喷嘴出口处的稀相预混可燃混合物的浓度空间分布尽可能接近平均值，同时浓度随时间的脉动幅度要很小。一般而言，浓度非均匀系数应控制在 5% 以下。为此，无论何种结构的燃烧室，燃料供入空气的位置都要留出必要的预混段。气体燃料导管的位置比较容易确定，一般视旋流器位置而定。如果预混段在旋流器之后，则导管一般安装在旋流器进出口处，如图 12.4-12 所示，GE DLN-2.X 型燃烧器、西门子 HR3 燃烧器都是如此。如果旋流器安装在预混段结尾处，则燃料导管必须设置在远离旋流器的上游处。

总之，参与预混的空气流必须具有足够高的湍流强度，应通过旋流器和其他扰动装置实现。燃料喷射要有较高射流流动量和穿透度，通常，喷射孔径介于 0.6~1.0mm 之间；无疑，燃料导管的直径长短、喷射小孔的尺寸、间距分布和相对主气流的角度等参数都是经过大量试验研究确定的。

3.3.6 喷嘴常用材料

由于喷嘴是燃烧室的核心部件，工作环境恶劣，可靠性要求高，故多用 CrW5、CrWMn 和 9Cr18 等合金钢材料。

3.4 燃烧过程的组织

所谓燃烧过程的组织，是指如何形成一个对燃烧过程最为有利的气流流场、燃料浓度场、如何保证可燃混合物的可靠着火和完全燃烧，以及如何实现透平一级叶片所要求的进口温度场。

燃烧室的工作环境十分恶劣，一是总的过量空气系数

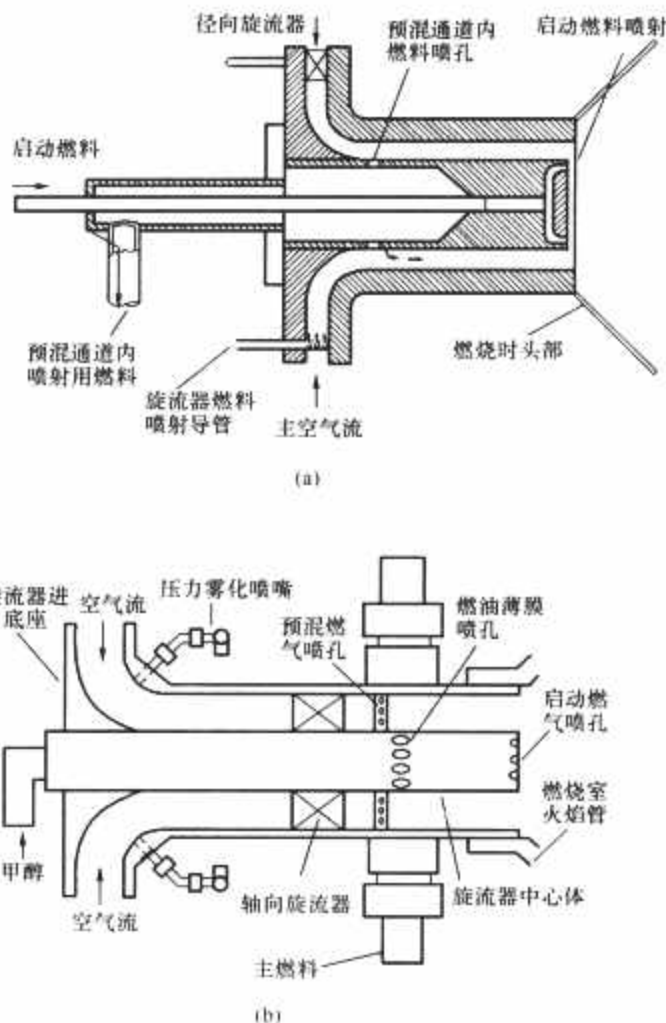


图 12.4-12 DLN 燃烧器(Solar 公司)

(a) 气体喷嘴；(b) 双燃料喷嘴

α_s 较大，如把燃料直接喷到来自压气机的全部空气中去燃烧，燃烧区温度很低，燃烧不完全，燃烧效率非常低；二是气流速度很高，极易将燃烧火焰吹熄。同时，还会产生非常大的压降损失。

为了确保燃烧室在任何工况下都能经济而又稳定地燃烧，燃气轮机燃烧室几乎无一例外地采取降速、分流和稳定措施，即采用扩压器，使进入燃烧区的气流速度由压气机出口的 120~135m/s 降低到 20~30m/s；将总空气量分成一次燃烧空气和二次冷却空气两部分，藉以提高燃烧区温度；采用“火焰稳定器”，在燃烧区内形成一个特殊的气流结构，为稳定火焰创造条件。

3.4.1 燃烧区气流流场的组织

如上所述，经过扩压器的降速和利用火焰管进行空气分流后，控制好一次空气量及其供应方式、创造稳定火焰的特殊气流结构就成为流场组织的关键。

常规燃烧室燃烧天然气和柴油时，一次空气的过量空气系数应控制在如下范围内：满负荷工况时为 1.1~1.3(相当于燃烧区温度为 1800℃ 左右)，怠速工况为 2.0~2.5(相当于燃烧区温度为 1000℃ 左右)。对于采用稀态均相预混燃烧模式的燃烧室而言，在高负荷工况下，燃烧区的 α_1 应控制在 1.8~2.2，以保证火焰温度处于 NO_x 和 CO 排放最低的 1670~1900K(即 1400~1620℃)的范围内。

“火焰稳定器”的典型结构就是在燃烧室中广泛采用的旋流器。其中，轴向和径向旋流器用得最多。

一次燃烧空气流经旋流器时，在旋流叶片的导流作用下发生旋转，而在火焰管前部的近壁区形成一股作强烈螺旋运动的环状气流层，即所谓的“一次空气的主流区”和靠近轴线的回流区，如图 12.4-13(a)所示。

回流区是由于主气流高速旋转，而在火焰管中心部位形成一个低压区，使一部分气流在轴向负压梯度作用下逆转而

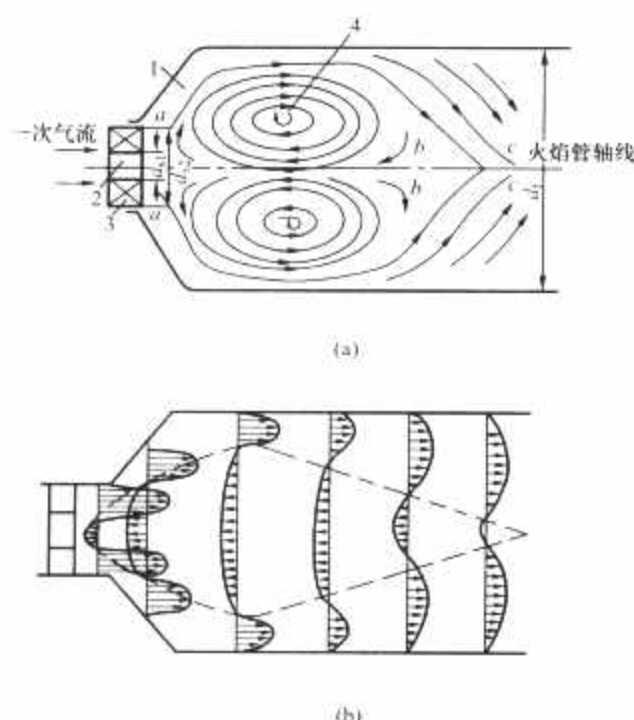


图 12.4-13 装有旋流器的燃烧室中气流运动的示意
(a) 旋流结构; (b) 轴向速度分布

1—主流区; 2—旋流器的内轮毂; 3—旋流器; 4—环流

形成的。正向流动的主气流和反向回流就形成了图 12.4-13 (a)所示的那种环流, 在空间上是一个与火焰管轴线垂直的涡圈, 既绕自身轴线、又绕火焰管轴线作三维旋转。

在回流区下游, 一次空气主流区逐渐扩张, 最后, 在火焰管轴线附近重新形成向前运动的旋流, 那时, 其轴向速度逐渐增大, 静压也逐渐恢复。

这种流场结构的特点, 一是在环流区中及其与主流区之间的速度梯度和湍流扰动强度很大(湍流度高达 70%~75%), 对喷入其中的燃料与主流区的新鲜空气的迅速混合和快速燃烧十分有利; 二是在主流与回流区之间存在低速区, 有利于火焰稳定; 三是环流的存在, 可将燃烧后的一部分高温燃气带回到喷嘴附近, 对那里形成的可燃混合物起到稳定的点火源的作用。燃用液体燃料时, 这股高温气体可对其雾化炬产生预热, 使液滴迅速升温汽化, 加速形成可燃混合物。

以上流场特点构成了燃烧过程稳定、可靠、高效地进行的必要条件, 而旋流器是实现这些条件的主要部件。无论是常规燃烧室还是现代低污染燃烧室都始终把它作为组织流场和稳定火焰的最简便而有效的手段。

流场组织必须考虑的主要影响因素如下:

(1) 旋流器的结构形式。无论何种类型的旋流器, 都会涉及旋流叶片安装角 α_s 、轮毂比和外缘直径 d_2 与火焰管圆柱段直径 d_1 的比值 d_2/d_1 等基本参数(见图 12.4-14)。增大 α_s 、 d_2/d_1 或减小 d_1/d_2 会使环形涡旋强度和高温燃气的回流量增大, 回流区长度缩短。通常, 安装角 α_s 控制在

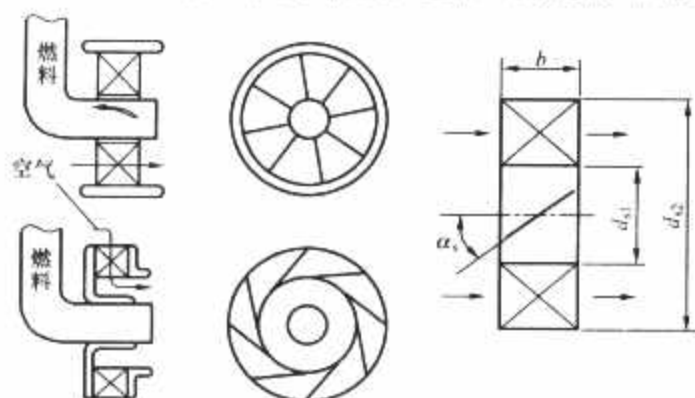


图 12.4-14 旋流器的结构形式示意

45°~60°, 旋流叶片数目取 8~12 片为宜。

(2) 一次空气供应方式。有两种方案可供选择: 一是空气全部通过旋流器供入; 二是一部分空气从开在火焰管前段的几排一次射流孔供入。后者具有所谓的“一次空气量自调特性”, 即随负荷增加, 火焰伸长, 更多的一次空气可自动加入燃烧过程, 故可适应宽广的负荷变化范围。

合理分配由射流孔供入的空气量, 选择射流孔的参数和分布位置应遵循的基本原则是, 在燃烧室可能运行的 α_s 范围内, 保证燃烧效率的变化不超过 2%~5%。为此, 第一排射流孔与旋流器之间的相对轴向距离应为 $L_1/d_1 \geq 0.45 \sim 0.5$ 。

此外, 在一次空气的射流深度 $H < (0.6 \sim 0.7)d_1/2$ 的范围内, 加大射流深度有助于缩短燃烧火焰, 提高燃烧效率。

(3) 火焰管过渡锥体的扩张角 2β 。为避免气流流出旋流器时, 在过渡锥体附近产生旋涡, 使回流区远离喷嘴, 影响燃烧稳定性, 同时增加流阻损失, 并在高负荷工况下, 在过渡锥体的壁面上可能形成积炭, 在设计燃烧室时, 应使 2β 角与气流流出旋流器时的自由射流扩张角相适应(见图 12.4-15), 即应满足

$$\tan \beta \leq 2 \sin \alpha_s \quad (12.4-2)$$

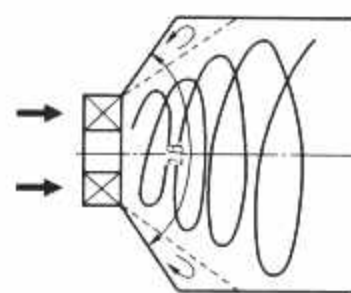


图 12.4-15 火焰管过渡锥体扩张角与气流射流扩张角的关系

3.4.2 燃烧区中燃料浓度场的组织

燃料浓度场组织的核心内容是将燃料按照一定的规律喷射到与气流流动结构相适应的空间中去, 确保在任何负荷工况下, 燃烧空间中燃料与空气的局部配合关系都处于可燃范围内, 并能尽快形成可燃混合物, 为后续实现可靠的着火和稳定完全的燃烧提供充分条件。

显然, 这不仅取决于火焰管内一次空气的流场结构和分配规律, 也与燃料的喷射特性密切相关。

以液体燃料为例: 如图 12.4-16(a)所示, 燃料由喷嘴喷出后, 是一个由无数的油滴组成的中空锥形雾炬, 并主要沿空间轨迹曲面 $o-f$ 运动, 形成一个浓度最高、而过量空气系数最小的“燃料炬”, 使燃料浓度在燃烧空间中呈不均匀分布。如果控制得好, 燃料浓度场与气流流动结构相匹配, 将有利于形成燃料与空气的可燃混合物。

燃料浓度场的不均匀性亦有利于提高燃烧稳定性, 因为即使在负荷范围变化很广的情况下, 燃烧空间中总存在一些燃料浓度处在可燃范围的局部区域, 使燃烧火焰得以维持和

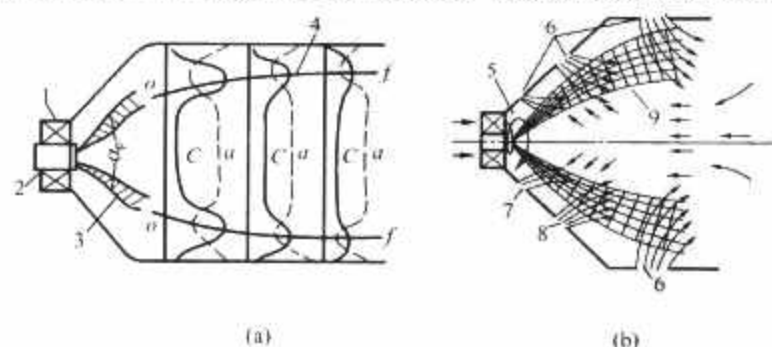


图 12.4-16 燃烧空间中燃料浓度场示意

(a) 普通情形; (b) 火焰管前段带一次空气射流的情形

1—燃料喷嘴; 2—旋流器; 3—中空锥形雾炬; 4—燃料炬; 5—中空锥形雾炬; 6、7、8—一次空气射入孔; 9—燃料炬

发展。

如火焰管前段开有一次空气射入孔[见图12.4-16(b)],“燃料炬”就会被高速射流冲散和携带,燃料浓度场将变得更为复杂,但总体分布态势不变。

由此可见,燃料浓度场的组织原则是:

(1) 将燃料雾化的液滴平均直径控制在 $100\mu\text{m}$ 以下。液滴尺寸过大或过小均不利于形成合理的浓度场,或可能引起燃烧不完全的问题;在低负荷工况下燃烧重质液体燃料时,改善喷雾颗粒细度是控制燃烧室工作特性的关键。

(2) 根据负荷高低合理地选择喷雾锥角。一般而言,在高负荷工况下喷雾锥角应大一些,有利于燃料与空气的充分混合,防止排气冒黑烟;在低负荷工况下则相反,有利于燃烧室的启动点火,改善燃烧稳定性。

(3) 合理地调整燃料喷嘴相对于旋流器的轴向位置。实际上就是调整燃料雾炬与气流流场的配合关系,改变燃料浓度场特性,对燃烧效率乃至熄火特性有重大影响。

(4) 根据燃料的蒸发程度选择一次空气的补给方案。燃料在喷入燃烧空间后,因逐渐蒸发必然有一段气、液两相燃料并存的区域。为了兼顾蒸发和燃烧过程,对于挥发性较好的燃料,可沿火焰管过渡锥体的扩展方向逐渐引入一次空气,如图12.4-16(b)所示,以提高燃烧强度;而对挥发性差者,则不宜在过渡锥体上开孔,以免过早引入一次空气,减缓燃料蒸发过程和可燃混合物的形成。

3.4.3 燃烧区中可燃混合物的形成、着火与燃烧

在常规燃烧室中,可燃混合物的燃烧过程是按均相湍流扩散火焰的方式,或者是按均相预混可燃气体的湍流火焰传播方式进行的,或者多种燃烧方式并存。

对液体燃料而言,所谓均相扩散燃烧,是指燃料液滴在高温回流区附近已全部迅速蒸发成为燃料蒸气,甚至发生部分热分解,随后在回流区的顺向新鲜气流中边扩散,并在 $\alpha \approx 1$ 的地方着火和燃烧。未燃尽的剩余物质将随着流动与一次空气射流继续混合成为可燃气体,在燃烧区后部按均相预混燃烧方式燃尽。燃料的完全燃烧程度主要受一次空气的分配规律制约。

上述燃烧方式的火焰稳定是由高温燃烧产物的环流运动来保证的。发生稀态熄火的主要原因是燃烧温度降低,导致化学反应时间超过可燃气体在燃烧区内的逗留时间所致。

如燃料蒸发性能差,则可能同时存在气相、液相和固相物质的燃烧现象。

可见,要保证上述燃烧过程能够稳定和高效地进行,必须强化燃料的蒸发过程、保证一次空气的合理供应和足够的高温燃烧产物的回流量。

如果液体燃料不仅蒸发过程进展迅速,而且与主流区的新鲜空气湍流交换强烈,而迅速形成均相可燃混合物,则燃烧过程是按均相预混湍流火焰传播方式进行的,如图12.4-17所示。

这时,燃烧过程是从一次空气主流区内侧,沿气流流动方向向火焰管中心部位发展。火焰前峰稳定在图12.4-17中所示的第二区段,因为靠近气流速度为零的回流区边界,火焰易于稳定。在其外侧的第一区段是燃料炬所在地,充满了高燃料浓度的新鲜可燃混合物,在火焰前峰的传热传质过程中进入着火临界状态;在第三区段中主要为高温燃烧产物所充斥,燃料主要在这里完成蒸发过程。

在低负荷工况下,随着 α_{Σ} 增大,燃料雾化质量下降,可燃混合物的形成时间拖长,火焰前峰的起燃点将沿流线方向向下游移动,甚至还会移入回流区。如有一次空气射流或加大射

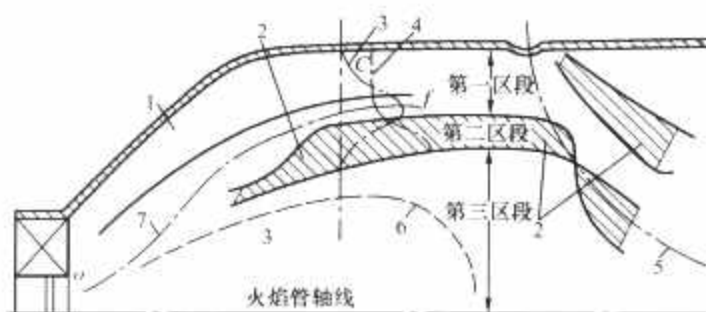


图 12.4-17 在火焰管内发生的燃料过程的示意

1—一次空气的主流区;2—火焰前峰;3—燃料浓度的变化曲线;4—温度变化曲线;5—一次空气射流轴线;6—回流区边界;7—燃料炬的轴线

流深度,燃烧过程有恶化趋势。当燃料浓度进一步变稀时,可燃混合物难以形成,火焰稳定条件消失,火焰就被吹熄。

提高湍流扰动强度,使火焰传播速度和火焰前峰面积增大,是强化预混燃烧和稳定火焰的主要手段。

如前所述,对于燃烧气体燃料的现代低污染燃烧室而言,燃烧过程按稀态均相预混可燃气体的湍流火焰传播方式进行,除了采用强旋流等稳定火焰的常规措施外,为防止任何负荷条件下不发生熄火故障,还在火焰管头部中心部位设置按纯扩散燃烧方式工作的值班火焰。

3.4.4 二次空气与高温燃气掺混过程的组织

这个过程的主要目的是把二次空气掺入来自燃烧区的高温燃气中,将其温度降到透平前的设计值 t_3^* ,并使温度场均匀,或达到设计所要求的温度分布规律。此外,还可以对燃气中残存的少量尚未燃尽的可燃物质进行局部补燃。

3.4.4.1 燃烧室出口温度场品质的衡量参数

通常采用最大不均匀度 θ_l 、径向不均匀度 θ_r 和不均匀系数 A_t 来衡量燃烧室出口温度场的品质。即

$$\theta_l = \frac{t_{3,\max}^* - t_3^*}{t_3^* - t_2^*} \quad (12.4-3)$$

$$\theta_r = \frac{t_{r,\max}^* - t_3^*}{t_3^* - t_2^*} \quad (12.4-4)$$

$$A_t = \frac{t_{3,\max}^* - t_3^*}{t_3^*} \quad (12.4-5)$$

式中: $t_{3,\max}^*$ 为燃烧室出口截面上最大温度; $t_{r,\max}^*$ 为半径方向的最高周向平均温度; t_2^* 和 t_3^* 分别为燃烧室进口和出口的平均温度。

一般要求: $\theta_l < 30\% \sim 35\%$, $\theta_r \leq 10\%$, $A_t \leq 10\%$ 。对于装有多个燃烧室的机组,如分管和环管燃烧室,要求它们之间的出口平均温度值偏差不大于 $15 \sim 20^\circ\text{C}$ 。

3.4.4.2 掺混过程的组织原则

二次空气是通过开在火焰管壁面上的射流孔或混合器,沿径向射入高温燃气中。无疑,射流孔尺寸、数目和布局决定了二次空气的射流流量、射流深度等,是直接影响出口温度场品质的关键参数。

对于不同的掺混射流孔的直径和数目配合,二次空气量对出口温度场品质的影响都存在一个最佳值,过多或过少都会使温度场有恶化的趋势。此外,与孔径的作用相比,开孔数目对温度偏差的改善程度要大。

二次空气的流动参数 ϕ_m ,是指在火焰管内空气流动的总压损失 $\Delta p_{\text{总}}^*$ 与二次空气流道内气流平均动压值 $\frac{1}{2}\rho_2 v_2^2$ 之比

$$\phi_m = \Delta p_{\text{总}}^* / \frac{1}{2}\rho_2 v_2^2 \quad (12.4-6)$$

它综合表征了二次空气的射流速度、流量、射流深度和

燃烧室结构等多种因素的作用,因此,也是一个重要的影响参数。在燃烧室性能的调试过程中,和在结构上的任何改变都要注意是否改变了 ϕ_m 值,以免恶化出口温度场品质。

二次空气的射流深度 H 对于出口温度场的品质有严重影响。通常,应控制 $H=(0.35\sim 0.65)d_i$ 为宜(d_i 是射流平面所在的火焰管直径),可按如下公式估算

$$H = d_2 \sqrt{\mu \sin \varphi} \sqrt{\frac{T_{f1}^*}{T_a^*}} \left(\frac{v_2}{v_{f1}} \right) \quad (12.4-7)$$

$$\sin \varphi = \sqrt{\mu/0.64}$$

式中: d_2 为射流孔径; μ 为射流孔流量系数; T_{f1}^* 和 v_{f1} 分别为火焰管内射流孔前高温燃气温度和速度; T_a^* 为二次空气流道内气流的温度,在计算中可以取 $T_a^* \approx T_a'$; v_2 为二次空气射流速度。

射流孔之间的周向相对间距 $\delta = \pi d_i / n d_2 \geq 2$ 是保证出口温度场品质的必要条件(n 为射流孔的数目)。如周向间距过小,二次空气射流会彼此交织,形成一个阻塞圈,不仅不能很好地与高温燃气混合,还会将其压向火焰管轴线附近,形成分层流动,这对出口温度场品质十分不利。

在射流孔的布置上,如二次空气流道的几何形状和气流流动情况均匀且对称,则孔可沿周向均布。但对于非对称的情形,如环管型燃烧室而言(见图12.4-18),则应在扇形面四角的部位上开设尺寸较大的四个射流孔。因为那里流道通畅,流速小而火焰管内、外的静压差大,可获得最大的射流深度。因此,这种开孔方案比均布或开多个小孔者更为优越(见图12.4-19)。在试验调试燃烧室出口温度场时,尤其要注意主射流孔(即大孔)的位置和分布。

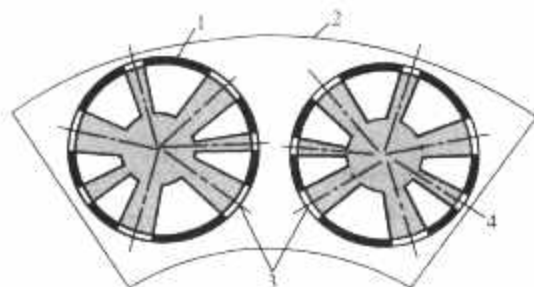


图 12.4-18 对环管型燃烧室开设四个大孔加三个小孔的射流情形
1—管壁; 2—扇形面; 3—大孔; 4—小孔

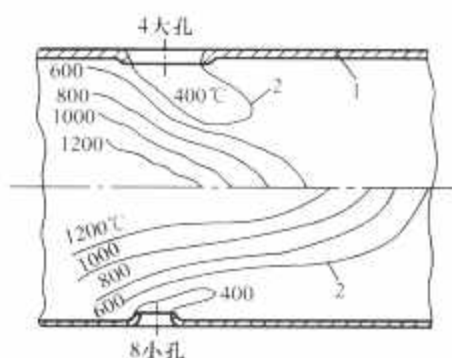


图 12.4-19 两种开孔方案对掺混质量的不同影响
1—管壁; 2—火焰区

除以上因素外,最后一排掺混射流孔与火焰管出口之间的轴向距离、二次空气流道中气流流动的均匀性等都需要考虑的因素。

3.5 点火技术

燃烧室的点火是燃气轮机启动过程中的一个重要问题。任何一台发动机都装有专用的点火设备,通过它,可以向燃

烧室输入一定能量。直接把主燃料炬点燃,或者使少量的启动燃料首先点着,形成点火火炬,然后依靠它,再去点燃整个燃烧室的主燃料炬。当燃烧室的主火焰能够连续而又稳定地维持后,点火过程结束,点火设备即可停止工作。

对点火设备的基本要求是:

- (1) 可靠地点着燃烧室。
- (2) 当点火设备严重积炭时,点火系统还能正常工作。
- (3) 其工作应与燃料系统和机组启动系统的工作协调一致,而且能够完全自动化。

3.5.1 点火方法

(1) 电火花点火法。利用装在燃烧室内的两个电极之间的火花放电或电弧放电,使可燃混合物着火。

(2) 火焰点火法。利用预先点着启动燃料而形成的点火火炬,来引燃主燃料炬。

(3) 半导体表面放电点火法。利用半导体材料的表面电容放电现象引燃主燃料炬。

(4) 炽热点火法。利用炽热的物体,例如:通电的金属丝等,引燃可燃混合物的方法。

3.5.2 典型和常用点火器设备及其原理

3.5.2.1 电火花点火器

中心电极是通过感应点火线圈来供给高电压的。感应点火线圈能把24V的直流电,感应升压变为15 000~18 000V的高压交流电,当它通过中心电极时,就会使中心电极与侧电极之间的空间放电起弧。感应点火线圈的工作原理如图12.4-20所示。它是由两个绕组(低压的和高压的绕组)、一个铁芯、一个断续器和一个与断续器的触头并联的灭弧电容器组成的。一次低压绕组与24V的直流电源接通后,就有电流流过其中,产生电磁引力,这样就会把衔铁吸下,使断续器的触头断开,一次绕组就失电。那时,衔铁在弹簧片的作用下又恢复到原来的闭合位置,使一次绕组重新得电。这个过程交替地进行下去,就可以使断续器的触头以400~600次/s的频率闭合和断开。这种动作将使一次低压绕组中的电流,也以同样的频率出现和消失。由于电磁感应效应的作用,当时在二次绕组中就会感应产生出高压的交流电。这就是感应点火线圈的基本工作原理。在中心电极与侧电极之间施加高电压后,电极之间就会发生电火花放电现象。

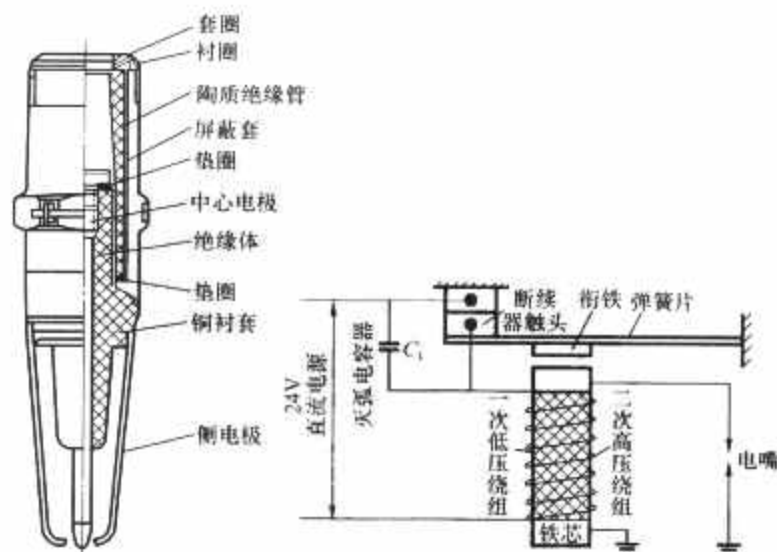


图 12.4-20 陶质点火电嘴和感应点火线圈

3.5.2.2 火炬式点火器

它是由启动喷嘴、电磁阀、电火花电嘴三个主要零件组成的。在启动点火过程中,当电源接通后,电嘴就放电起弧,同时把电磁阀打开,使启动燃料(煤油或柴油)由启动喷嘴喷向主燃烧室的燃烧空间。由于电嘴的放电效应,就有

一部分能量加给由启动燃料和空气混合组成的可燃混合物,使它进入着火状态而起燃。这样就形成了一股点火火焰。当燃烧室的主燃料炬喷出后,依靠点火火焰的能量,可以把它点着。

3.5.2.3 半导体点火器

其结构特点是:在中心电极与侧电极之间夹装了一个半导体材料。通常,是以二氧化钛为主要成分的陶质材料,具有导电性。半导体点火器是一种利用半导体的热效应来使电容放电起弧的点火设备。它是一个在固体半导体的表面上发生的低压放电现象。

3.5.3 改善燃烧室的点火和传焰性能的若干措施

(1) 点火设备的放电能量和放电特性。凡是放电能量大而又集中的点火器,就容易形成稳定的高温点火核心。

(2) 点火设备的安装位置。应使点火器位于接近于喷嘴的回流区段内。而且,如果燃料的挥发性高,则应把点火器置于燃料喷雾锥体之外最为有利。如果燃料的挥发性不高(如煤油),那么,点火器应置于靠近燃料喷雾锥体的地方;如果装置中没有空气穿入到燃料的喷雾锥体之中去,那时,切忌把点火器插入雾锥内,否则就无法着火起燃。

(3) 燃料的物理化学性质,如挥发性、黏性、表面张力以及烃的分子结构等。挥发性越大、表面张力越小者,可燃混合物就越易形成,火焰就容易由高温点火核心向外传播。

3.6 冷却技术

燃烧室中火焰管的工作条件极为恶劣,在高温、高压的燃烧火焰和热燃气的作用下,它承受着高强度的热负荷、热冲击负荷和一定程度的机械振动负荷。由于热应力与蠕变应力和疲劳应力的交互作用,火焰管常会发生裂纹、翘曲和变形等损坏现象,甚至还会出现脱焊、掉块、磨损和烧穿等故障。为了解决这些问题,延长燃烧室的工作寿命,必须合理地组织火焰管壁的冷却过程。

此外,随着近代燃气轮机的发展,开发更为有效的冷却技术变得越来越重要,主要原因是:

(1) 为了减少燃料消耗,提高效率,燃气轮机参数即压比和透平进口温度在不断提高。压比增加直接强化了对火焰管壁面的辐射传热;透平进口温度的提高则对对流冷却技术提出了更高的要求,以至于许多燃气轮机的冷却空气量已经超过了燃烧室总空气量的1/3。

(2) 为了控制污染排放,降低 NO_x 生成,需要更多的空气参与燃烧,从而使能用于冷却的空气量持续下降。

(3) 燃烧室在更高的参数条件下工作,对火焰管的寿命要求也随之提高,同样需要通过完善冷却技术来实现。

总之,火焰管壁面冷却的主要内容是:合理地组织二次冷却空气流,使火焰管等主要受热部件获得有效的冷却,确保其壁面温度保持在金属材料的寿命和强度容许的范围之内,而且温度分布比较均匀。

3.6.1 火焰管壁面温度的指标要求

对于工作寿命要求较长的燃烧室而言,最高壁温应控制在 $650\sim 750^\circ\text{C}$ 。但随着高温金属材料的发展和采用高温内涂层等技术,最高温度上限已提高到 $800\sim 850^\circ\text{C}$ 。

壁面温度的分布均匀程度也是一个很重要的安全性指标,但尚无明确的规定。

3.6.2 火焰管壁面温度的确定和主要影响因素

火焰管壁的冷却过程可以简化成图12.4-21所示的那种情形,即只考虑燃烧室参数沿轴向的变化。通过计算壁面处的热平衡就能确定火焰管的壁面温度。

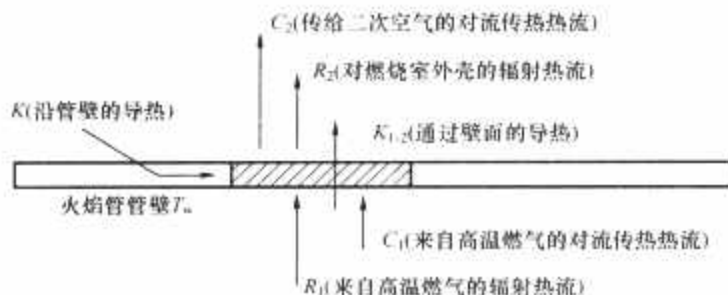


图 12.4-21 通过火焰管壁面的基本传热过程

这里假定在任何轴向位置上,所有燃烧室特性参数沿周向都是恒定的;忽略火焰管壁内外温差,即不考虑壁面内部沿径向和壁厚方向的热传导,它们与辐射和对流换热相比很小;燃烧室外壳温度与二次空气温度 T_2 相同。

当火焰管的内侧没有冷却气膜的流层时,有如下热平衡关系

$$R_1 + C_1 = R_2 + C_2 \quad (12.4-8)$$

如火焰管内侧有冷却气膜,它将通过对流传热从火焰管内壁吸收热量 C'_1 ,则在式(12.4-8)中,应用 C'_1 取代 C_1 。随后,通过给出各项的具体表达式,加上燃烧室的几何尺寸参数以及相应工况下气流的流动参数和热力参数,就可以确定火焰管壁面温度 T_w 及其沿轴向的分布,如图12.4-22所示。

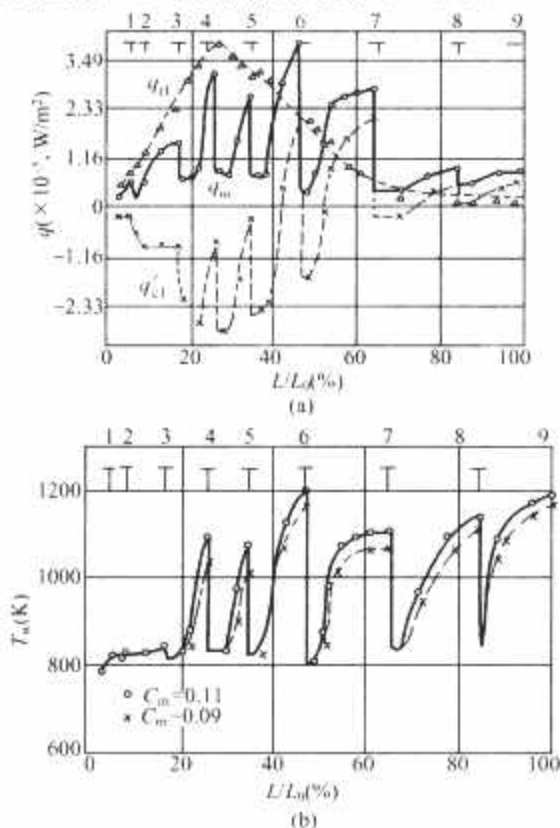


图 12.4-22 某燃气轮机燃烧室的火焰管壁面传热量和温度的计算结果
(a) 传热量; (b) 壁面温度

计算表明:

(1) 辐射热流 R_1 是火焰管壁温的主要热源,冷却气膜可带走大部分辐射热量,因为 C'_1 多为负值,但经过一段长度后变为正值,说明气膜已无冷却作用。

(2) 在二次流道,冷却气流的对流传热 C_2 占主导地位。

(3) 表征气膜与近壁处的高温燃气之间的湍流混合系数 C_m 对壁温计算有显著影响,因为它越小,意味着失去冷却作用越晚。它每降低0.01,壁温可能降低 20°C 。

(4) 进气压力 p_2 的增高会导致火焰辐射黑度系数 ϵ_f 急剧上升,进而使壁温也急剧上升。

(5) 增大燃烧室几何尺寸将使壁温增高。

3.6.3 火焰管冷却技术原则

(1) 通过加大燃烧区的过量空气系数 α_1 ,来降低燃烧火

焰的温度，可有效降低壁温，因为作为主要加热热源，辐射热与燃气温度 T_g 呈四次方关系。

(2) 减小燃烧火焰或高温燃气的辐射黑度系数 ϵ_f 。这与燃烧火焰中的炽热炭粒的浓度有关，显然，在同样条件下，燃用重质液体燃料时的壁温较之轻质液体燃料者为高。

(3) 采用气膜等各种冷却方案。

(4) 冷却结构设计上设法降低湍流混合系数 C_m 。

(5) 增大二次空气的流量或流速。

(6) 在环绕一次燃烧区的过渡锥顶和火焰管部位强化冷却。

(7) 通过调整燃料喷射特性和旋流器结构，控制燃烧火焰的径向位置，使之不要过于靠近火焰管壁。

3.6.4 火焰管壁典型的冷却结构

目前，燃烧室中几乎都毫无例外地采用气膜冷却方案。常用结构如下：

3.6.4.1 斑孔形冷却气膜方案

如图 12.4-23(a) 所示。该方案结构简单、工艺性好、开孔面积容易保证。其缺点是：开孔过多时易削弱火焰管强度，过少则周向不易均匀冷却。改进方案为所谓的二次膨胀式气膜冷却结构[见图 12.4-23(b)]：来自斑孔的多股射流，先经圆环面积 A_b 的节流，汇集成环形的薄层气膜，即解决了周向冷却不均的问题。

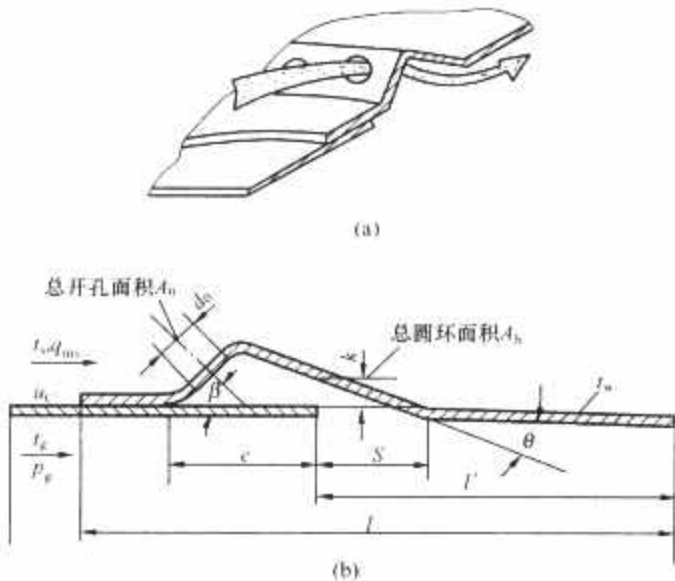


图 12.4-23 斑孔形冷却气膜方案
(a) 简单式；(b) 二次膨胀式

$A_c > A_b$ 的结构形式称为强迫冷却式的方案。通过环面节流形成的薄而长的气膜，常被用来冷却火焰管锥形头部，可以起到保护壁面、避免和吹除积炭、消除温差应力等作用。

3.6.4.2 波纹形冷却环套

波纹形冷却环套被点焊在前后两段火焰管的内、外壁上。冷却空气经波纹形环套之间的间隙，流向后一段火焰管的内壁，沿管壁流动并形成气膜(见图 12.4-24)。

3.6.4.3 鱼鳞孔式冷却结构

其特点是在火焰管的壁面上开有大量的呈圆形或凸肩形的鱼鳞孔，孔口朝前，相邻两排的开孔彼此错开，气流从这些孔中流入就能沿管壁流动形成冷却气膜，均匀地保护所有壁面。该方案结构简单、重量轻、加工容易，调整方便。但孔槽高度需要精确控制，孔槽两边的尖角处容易产生应力集中导致热疲劳损伤(见图 12.4-25)。

3.6.4.4 内部冷却导流环式结构

冷却气流在火焰管内外的静压差作用下，通过管壁上的静压孔流入管内，在导流环与管壁之间的环形通道内形

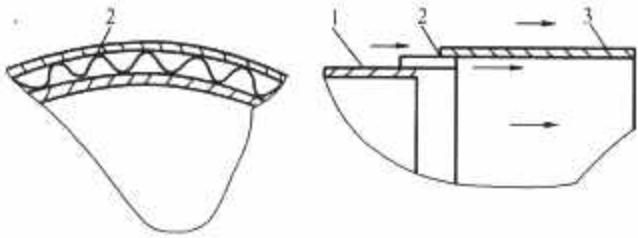


图 12.4-24 波纹形的冷却环套
1—前火焰管；2—波纹形的冷却环套；
3—后火焰管

成气膜。其缺点是气膜流速较低，导流环的温度比较高，容易烧坏，且不能或难以更换。故常用来冷却壁温较低的部位(见图 12.4-26)。

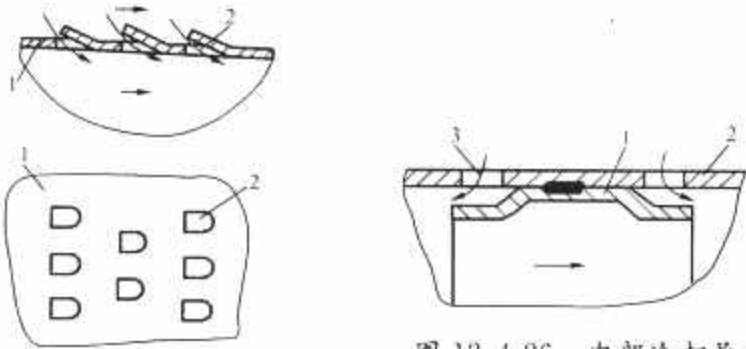


图 12.4-25 鱼鳞孔式冷却结构
1—火焰管壁；2—鱼鳞孔

图 12.4-26 内部冷却导流环式的气膜冷却方案
1—内部冷却环；2—火焰管壁；3—进气孔

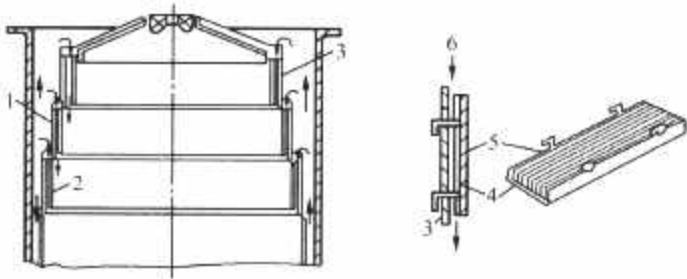


图 12.4-27 挂片式气膜冷却方案
1—冷却挂片；2—由挂片组成的火焰管内腔；3—火焰管的外衬筒；4—挂片；5—肋片；6—冷却空气

3.6.4.5 挂片式结构

冷却挂片上焊有许多为增强散热效应的肋片。挂片按圆周方向排列，肋片向外挂在火焰管的外衬筒上，构成火焰管内壁。冷却空气在挂片与外衬筒之间的环形通道内，先沿肋片表面流动，然后以一定速度流向下一段的挂片内表面，形成气膜冷却。由于肋片的散热面积大，故冷却效果好(见图 12.4-27)。

另一种类似的结构是采用耐热陶瓷瓦块(见图 12.4-28)，但在背后是用弹簧固定在火焰管外壁上，瓦块之间可在高温下自由膨胀。冷却空气在陶瓷瓦块背后与外壁之间流动进行冷却。瓦块内壁可耐受 850℃ 的高温，使用寿命很好。由于燃烧室后部的流道成弧状，故改用易于成型的带陶瓷涂层的高温合金钢。这种冷却结构用于德国西门子公司 SGT5-4000F 型环型燃烧室上。

3.6.4.6 双层壁多孔式结构

该方案的火焰管为多孔双层结构，内、外层之间的间隙构成环形腔道，两层壁面上钻有许多彼此错列的 $\phi 5$ 冷却小孔，它们的孔数比为 $n_i/n_e = 3.0 \sim 7.0$ 。冷却空气量是通过改变外层孔数 n_e 来控制。冷却空气经由外层壁上的冷却小孔进到环形腔道，再由内层壁上的冷却小孔渗入火

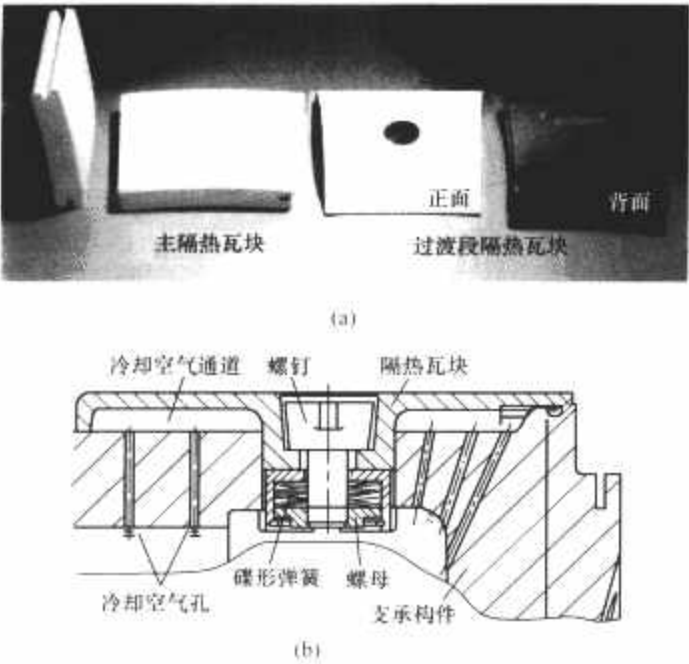


图 12.4-28 陶瓷瓦块挂片式冷却方案
(a) 陶瓷瓦块照片；(b) 安装和支承结构

焰管，就能在内层壁的内表面上形成密布的冷却空气保护膜(见图 12.4-29)。

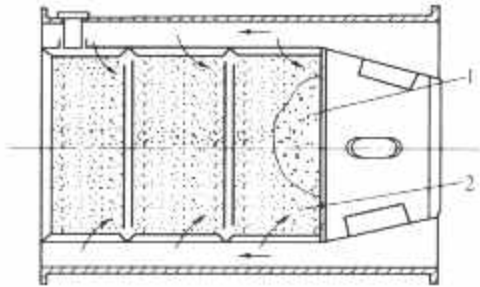


图 12.4-29 双层壁多孔式的气膜冷却方案
1—外层壁冷却孔的布局关系；
2—内层壁冷却孔的布局关系

3.7 振荡燃烧

现代燃气轮机的发展，不仅要求燃烧室能够在高参数下高效率地工作，对污染排放、不同工况和不同燃料的适应性、工作的稳定性包括振动和噪声方面都提出越来越高的要求。为了降低 NO_x 排放，稀相预混燃烧一般通过改变空气组分调节混合当量比来控制火焰温度。由于“洁净燃烧温度”靠近维持贫燃火焰的极限温度，当工况改变或供油供气系统不稳时，微小的空燃比变化就能够引起显著的燃烧速率变化，因此热量的释放也会有相对较大的波动。这一波动如果与系统流场耦合，将可能导致燃烧振荡。

振荡燃烧现象理论上的阐释：如式(12.4-9)所示，对于无黏性扰动，当燃烧热脉动和压力脉动满足一定的相位关系，即从燃烧获得的净能量大于从边界耗散掉的能量时，振荡的振幅就会增大，否则振荡的振幅就会衰减。即

$$\oint_T p' q' dt > 0 \quad (12.4-9)$$

式中：p' 为压力脉动；q' 为非稳定燃烧热；T 为振荡周期。

即燃烧室在某种情况下，燃烧放热与压力波动形成互相促进的正反馈时，燃烧室内就会出现强烈的压力波动。这种高振幅压力振荡将影响到机组的安全可靠性。一旦出现振荡燃烧现象不但会使排放超过设计指标，严重时还会导致系统硬件结构的破坏。已有不止一个电厂因为振荡燃烧而使机组损坏或污染排放达不到设计要求。该问题已成为开发和运行

干式低 NO_x 燃气轮机面临的主要问题之一，必须在实践中采取各种措施抑制消除。

尽管引起燃烧振荡的机理都与非稳定燃烧过程和流场或声场的耦合有关，但这些耦合总是和特定的系统联系在一起。对贫燃预混燃烧室主要是由于空气与燃料混合比的波动、突扩燃烧室旋涡的周期性脱落、燃烧区火焰传播速度的脉动等因素引起的；在燃油或预蒸发燃烧系统中，雾化特性的变化、焓波通过收缩段会导致压力向上游传播等因素都可能导致振荡燃烧。在实践中，很少能够有统一的方法解决振荡燃烧问题。一般来讲，减小或消除振荡燃烧的主要方法可以分为被动和主动控制两类。被动控制主要是通过调整或改变供油系统或燃烧室的结构，以减弱或消除非稳定燃烧与声场特定模式下的耦合。如加导流板、共鸣器或衬套等方法。主动控制的主要思路是人为地对燃烧室物理参数(如空气或燃料流量)进行扰动，以期产生与振荡频率相同但相位相反的扰动，通过这些扰动对非稳定燃烧和压力波动进行抑制以达到稳定燃烧的目的。目前，这一技术还在探索阶段，要完全用在工业系统中，不论是传感器、调制器还是控制理论都需要进行更深入的研究。

4 低污染燃烧技术

自 20 世纪 80 年代以来，随着环保要求的日益严格，重型燃气轮机燃烧室的发展主要围绕如何降低氮氧化物(NO_x)、一氧化碳(CO)和未燃碳氢化合物(UHC)等燃烧污染物排放的主题进行。近年来，其他一些污染物的控制，如可吸入颗粒物(IPM)、有害空气污染物(HAPs)等也逐渐提到研究日程上。

燃烧产物的污染控制主要经历了以下四个阶段的技术发展：

- (1) 向燃烧室喷水/喷蒸汽。
- (2) 干式低 NO_x (DLN) 燃烧。
- (3) 选择性催化还原(SCR)。
- (4) 催化燃烧。

其中，喷水/喷蒸汽方法主要用于常规扩散燃烧的改进，其他方法则都对燃烧过程有相当大的改变。到目前为止，以 DLN 燃烧技术的发展最为成熟，应用最为广泛，并且取得了相当的业绩。

图 12.4-30 和表 12.4-7 给出了上述技术 NO_x 的控制水平和相应的投资费用的比较。由图 12.4-30 可见，尽管 DLN 方法的费用高于喷水/喷蒸汽方法，但能满足目前将 NO_x 控制在 51.25mg/m³ (15%O₂) 的排放要求。

表 12.4-7 各种污染控制技术的综合情况

项 目	喷 水	喷蒸汽	DLN 燃烧	催化燃烧
最低 NO _x 浓度(mg/m ³)	51.25	51.25	18.45~51.25	10.25
对 CO 的影响	+①	+	无	无
对机组容量的影响	+	+	无	无
对燃料效率的影响	-	+/-	无	无
投资费用	低	中高	高	高

① + 号表示不利影响。

目前国际先进燃气轮机的平均污染排放水平是 NO_x 浓度/CO 浓度 = 51.25mg/m³/32.5mg/m³。据报道，一些燃烧室通过采取组合技术、回热技术已达到一位数的排放水平，如 GE 的 E 级和 F 级燃气轮机分别为 (NO_x 浓度/CO 浓度) 18.45mg/m³/11.7mg/m³ 和 18.45mg/m³/3.9mg/m³。

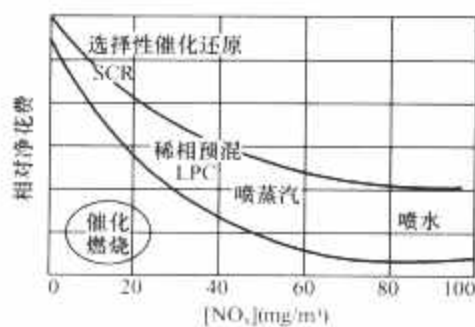


图 12.4-30 采用不同的低 NO_x 控制技术的投资费用比较

m^3 ，可以说已经接近常规燃烧技术的极限。未来发展目标是“近零排放”。

下面先就涉及污染排放控制的若干问题作一说明。

(1) NO_x 排放值的比较基准。在燃气轮机领域，任一含氧量下的 NO_x 排放值一般都折算到含氧量为 15%（体积）时的干态值，以便在统一的基准下进行比较。折算公式为

$$[\text{NO}_x]_{15\% \text{O}_2} = \frac{5.9 [\text{NO}_x]_{\text{mean}}}{20.9 - [\text{O}_2]_{\text{mean}}} \quad (\text{mg}/\text{m}^3) \quad (12.4-10)$$

式中： $[\text{O}_2]_{\text{mean}}$ 和 $[\text{NO}_x]_{\text{mean}}$ 分别为实测的烟气中的平均氧体积分数（%）和 NO_x 质量浓度（ mg/m^3 ）。

将任何一种气体的质量分数从 10^{-6} 折算成浓度 mg/m^3 的换算因子为相对分子质量除以 22.4。 NO_x 的换算因子为 2.05，即 10^{-6} 相当于 $2.05 \text{mg}/\text{m}^3$ （标准状况下）；CO 为 1.3， SO_2 为 2.86。

(2) 污染排放规定。20 世纪八九十年代，美国、欧洲等国的 NO_x 排放限量为 $153.75 \text{mg}/\text{m}^3$ ，目前最新的排放标准为 $51.25 \text{mg}/\text{m}^3$ 。

我国 GB 13223—2003《火电厂大气污染物排放标准》规定燃气轮机燃烧液体燃料的 NO_x 排放限量为 $150 \text{mg}/\text{m}^3$ （约 75×10^{-6} ），燃烧气体燃料者为 $80 \text{mg}/\text{m}^3$ （约 40×10^{-6} ）。

(3) 一些常用的技术名词及其简称。

1) 稀相预混燃烧（LPC）。它是表征于低 NO_x 燃烧技术本质的技术名词，给出了确切的燃烧过程的界定。其不仅限于气体燃料。

2) 稀相预混预蒸发燃烧（LPP）。其是针对液体燃料而言的；它是指燃料经过预蒸发后形成完全均匀的稀相可燃混合物，并在燃料/空气当量比非常接近稀态吹熄极限的条件下燃烧。显然，在稳定燃烧和吹熄极限之间的差距越小， NO_x 的生成率就越低。

3) 浓/速淬/稀—燃烧（RQL）。这是沿流动方向依次供入空气，从富燃料燃烧过渡到贫燃料燃烧的一种燃烧方式。

4) 选择性催化还原（SCR）。其是指在一定温度下的燃烧烟气中，喷入氨等还原剂，并在催化剂的作用，将 NO_x 还原成 N_2 的技术。

5) 稀相燃料直接喷射燃烧（LDFI）。这是一种非预混式的干低 NO_x 燃烧方式，主要用于航空发动机燃烧室。

6) 燃料/空气当量比（ ϕ ）。其为过量空气系数 α 的倒数。

7) 稀态吹熄极限（LBL）。对液体燃料而言，它也称贫油吹熄极限。

4.1 污染物生成机理

燃烧室燃烧排放的主要污染物是 CO 和 NO_x ，还有少量的未燃碳氢化合物和可吸入颗粒物。

CO 的产生主要是燃烧不完全所致。

NO_x 主要是通过热力型 NO_x 、燃料型 NO_x 和快速性 NO_x 三种途径生成。燃用气体和液体燃料的燃气轮机燃烧室的排放主要是热力型 NO_x ，基本上没有燃料型 NO_x 。

热力型 NO_x 的生成量主要受燃烧温度控制，并随之按指数规律增加，尤其在 1770K（约 1500℃）以上增加迅速，而低于 1620K（约 1350℃）时则很少。除燃烧温度外，氧浓度和在高温区的停留时间也是主要影响因素。

作为另一个需要控制的污染物，CO 与温度的关系恰恰和 NO_x 的情形相反。特别是当温度低于 1270K（1000℃）以后，其排放量将大大增加，导致燃烧效率下降，并造成环境污染。

可见，存在一个 1670~1900K 的温度区间，这时的 NO_x 和 CO 生成量都比较低，这为干式低污染燃烧技术的发展提供了理论依据。

4.2 稀相预混燃烧（LPC）

稀相预混燃烧是干低 NO_x 燃烧技术的本质，即指燃料/空气可燃混合物中，燃料量相对于完全燃烧时的化学当量值而言偏于贫乏的一种均相预混燃烧，亦即过量空气系数 $\alpha > 1$ （或燃料/空气当量比 $\phi < 1$ ）时的状态。

这种燃烧方式有两个关键点：

一是从量上控制可燃混合物的过量空气系数 α ，将燃烧室主燃烧区的火焰温度约束在 1670~1900K 的狭窄范围内，以兼顾减少 NO_x 和 CO 的生成。一般 α 应大致处于 2.0~2.4 的范围内为宜，这是保证低 NO_x 燃烧的必要条件。

二是从质上控制燃料/空气混合在空间和时间上的均匀程度，这是真正实现均相预混燃烧的充分条件。如果在可燃混合物中存在没有完全均匀混合的燃料团，燃烧时就会发生局部的扩散燃烧，形成空间中的高温炽热点，同时也会引起局部燃料浓度和温度随时间的强烈脉动，导致 NO_x 生成量大大增加。仅仅做到燃料/空气的合适配比显然是不够的。这就是为什么理论上如此简单的事情，人们却经历了数十年才将 NO_x 浓度从早期的 $153.75 \text{mg}/\text{m}^3$ 逐渐降到了今天的 $18.45 \text{mg}/\text{m}^3$ 的主要原因。努力实现均匀混合实质上是要消除那些空间和时间上的不利因素。

除了有利于控制 NO_x 生成外，混合均匀还有一个优点：可以大大减少可燃混合物自燃的可能性。一般自燃着火延迟时间较长，但如果混合不好，会使局部的燃料/空气当量比超过其平均值，而大大缩短着火延迟时间。

衡量预混均匀性的好坏，通常用平均空间非均匀系数 UM_s 来表示

$$UM_s = \left(\frac{\sigma_f}{\bar{C}_f} \right) \quad (12.4-11)$$

$$\sigma_f = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (C_{f,i} - \bar{C}_f)^2}$$

式中： \bar{C}_f 为一个平面内燃料浓度的空间平均值； σ_f 为相应的浓度标准偏差；N 为空间测点数。

将二者在不同时刻的比值再进行时间平均，就得到 UM_t 。

时间非均匀系数 UM_t 定义为

$$UM_t = \frac{C_{f,RMS}}{\bar{C}_f (1 - \bar{C}_f)} = \left(\frac{C_{f,RMS}}{\bar{C}_f} \right)^2 \frac{\bar{C}_f}{(1 - \bar{C}_f)} = R^2 \frac{\bar{C}_f}{(1 - \bar{C}_f)} \quad (12.4-12)$$

$$C_{f,RMS} = \sqrt{\frac{1}{M-1} \sum_{i=1}^M (C_{f,i} - \bar{C}_f)^2} \quad (12.4-13)$$

式中: \bar{C}_i 为某处的燃料浓度时间平均值; $C_{i,RMS}$ 为相应的均方根浓度; C_i 为浓度随时间变化的瞬时值; M 为一段时间内的测量次数。

上述定义分别描述了燃料浓度变化量占其平均量的百分比。显然, 这个值越小, 表明混合物越均匀。一般而言, 非均匀系数应控制在 5% 以下。

为了做到这一点, 在燃烧器的结构上就必须采取诸如燃料分散喷射、利用强旋流和湍流效应、并留有足够长的预混段等强化混合的措施 (参见本章 3.1 节燃烧室结构和 3.3 节燃烧器内容)。

稀相预混燃烧方式固然得到了广泛应用, 但与狭窄的温度范围相对应, 可供调节的过量空气系数变化范围十分有限。这是预混燃烧相对于扩散燃烧的主要缺点。在实际应用中, 其还存在自燃、回火和振荡燃烧的潜在危险, 需要花费很大的精力去解决。

4.3 浓相/淬熄/稀相燃烧 (RQL)

RQL 燃烧的基本原理如图 12.4-31 (a) 所示。

燃烧过程被分成三个阶段。首先是在浓相 (过量空气系数 $\alpha < 1$) 区域进行。此时由于燃烧温度低和氧气耗尽, NO_x 的生成率很低。

当把空气逐渐连续地供入第一阶段形成的燃烧产物中时, 会使当地的燃烧温度和氧气浓度升高, 从而加速了 NO_x 的生成速率 [见图 12.4-31 (a) 中的高 NO_x 路线]。但如果把剩余的空气, 也就是用于完成燃烧过程并能把燃气温度降低到预稀释区所需要要求的温度水平所需的那部分空气, 能够在瞬间与一次区的燃烧产物均匀混合的话, 燃烧过程就会沿着图 12.4-31 中低 NO_x 路线行进。因此, 设计一个快速有效的淬熄混合段对于 RQL 概念的成功是至关重要的。

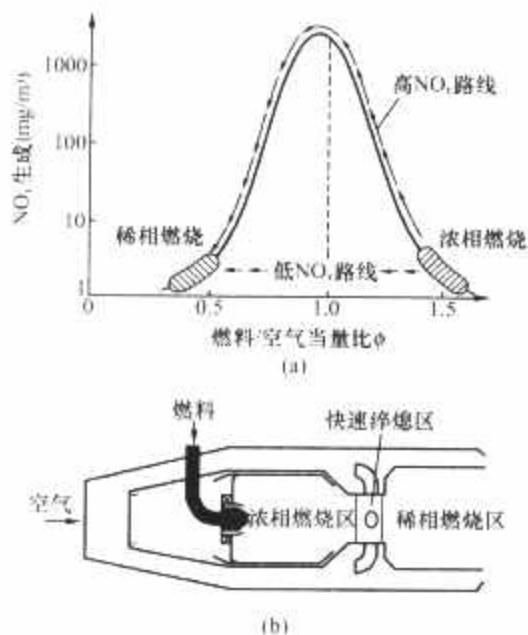


图 12.4-31 RQL 燃烧过程及装置示意
(a) 原理图; (b) 燃烧室

RQL 燃烧室就是按照这样的概念, 按串联的形式设计成三段的, 如图 12.4-31 (b) 所示。

燃烧首先在浓相区按燃料/空气的当量比 ϕ 为 1.2~1.6 进行。当量比越高, 当然对减少 NO_x 有利, 但可能导致形成过量的炭黑和冒烟。为了使 RQL 燃烧完全发挥作用, 燃料必须雾化得很细, 并均匀分布在浓相区。此外, 一次燃烧区的空气流动结构必须设计好, 以免出现局部回流区, 增加停留时间, 进而增加 NO_x 的生成。

除了控制热力型 NO_x , 浓相燃烧过程还会把大量的燃

料氮 (FBN) 转化成难以反应的氮气 (N_2), 从而阻止燃料型 NO_x 的形成。此外, 用这种燃烧方式燃烧含 NH_3 的低热值燃料时的好处是, 可以大大减少 NH_3 向 NO_x 的转化。

燃烧产物从浓相燃烧区流出后, 在淬熄区空气射流会将其温度迅速降低到 NO_x 生成量可忽略不计的水平。正如上面所说, 从浓相区向稀相区的过渡过程必须快速进行, 才能避免在接近化学当量比的条件下大量形成 NO_x 的风险。

如果稀相燃烧区的温度过高, 热力型 NO_x 就会超标。但另一方面, 又要保证 CO、未燃碳氢化合物和炭黑能完全燃烧完, 故必须谨慎选择这个区的燃料/空气当量比 (通常取 0.5~0.7), 以满足排放要求。在满足燃烧和壁面冷却的要求的基础上, 剩余的空气则用来掺冷燃气以获得合理的出口温度场。

4.4 稀相预混预蒸发燃烧 (LPP)

如前所述, 这是一种用于液体燃料的低污染燃烧方式, 主要是多了一个预蒸发过程, 并且形成的稀相预混可燃混合物是在靠近稀态吹熄极限的条件下燃烧。

这种燃烧方式在低 NO_x 排放方面潜力很大, 即使火焰温度超过 2000K, NO_x 的排放水平仍可低于 20.5 mg/m^3 。

典型的 LPP 燃烧室分成三个区域。第一区用于燃料喷射、蒸发和与空气混合, 以在燃烧前完成蒸发和完美的混合过程。由于不存在液滴燃烧, 预混均匀, 并在均匀的低温下燃烧, NO_x 生成量很少。第二区是燃烧区, 通过一个或多个回流区来稳定火焰, 第三区与常规的掺冷稀释区相同。

LPP 燃烧方式的优点是火焰温度均在 1900K 以下, NO_x 生成量不随停留时间的增加而增加。这样就可设计停留时间较长的系统来减少 CO 和未燃碳氢化合物的排放。

另一个附带的优点是基本上没有炭的形成, 从而消除了炭黑的排放, 并大大减少了对火焰管管壁的辐射热, 节省了冷却空气量。这就意味着更多的空气可用来降低燃烧区的温度, 改善燃烧室的结构参数。

这种燃烧方式的主要问题是: 燃料蒸发及其与空气的混合需要较长的时间, 在高负荷条件下, 由于进口空气温度和压力高, 有可能引起自燃, 因此必须控制蒸发和混合的总时间不超过自燃延迟时间。此外, 与所有预混效果好的燃烧系统一样, LPP 燃烧也有热声振荡的问题, 而且尤其容易出现。

4.5 催化燃烧

催化燃烧是在比现有的均相预混燃烧更稀的条件下, 用催化剂来激发和促进化学反应的燃烧方式。这意味着燃烧过程可以在低于常规燃烧极限的情况下稳定地进行, 由于反应温度更低, 可大大减少热力型 NO_x 的生成。

催化燃烧的原理如图 12.4-32 所示。燃料从燃烧室头部喷入、蒸发并与空气混合, 然后燃料/空气混合物进入催化反应器, 反应器可由几段组成, 且每段装有不同的催化剂。第一段使用适合于在低温下工作的催化剂, 而后几段的催化剂则需要认真选择, 以满足高的氧化效率的要求。在催化反应器之后, 需要一个热反应区来提高燃气温度以满足透平进口温度的要求, 并将燃气中的 CO 和未燃碳氢化合物浓度降低到可接受的水平。

催化反应器在超低污染物排放方面的潜力毋庸置疑, 但

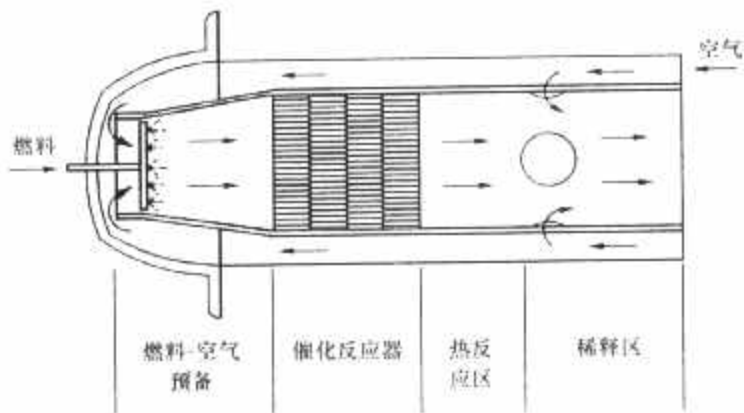


图 12.4-32 催化反应器的示意

难以适应燃烧室的恶劣工作环境和宽广的负荷变化范围，尤其困难的是选择一种合适的催化剂，能在低负荷条件下，压气机出口温度较低时，点燃燃料/空气混合物。燃烧室的出口温度通常在 1450~1770K 之间，远远超过大多数催化剂载体材料的稳定极限。即使陶瓷载体能够耐受燃烧时的高温，但在机组瞬态变化时很容易受影响而导致热振失效。因此，催化剂载体的耐久性和如何维持数千小时的高催化活性成为燃气轮机催化燃烧技术发展的瓶颈。

由于催化燃烧可实现 NO_x 排放小于 $10.25\text{mg}/\text{m}^3$ 的能力，依然得到国际上的充分重视。目前，人们已开始构思和研制新一代的以稀相预混催化燃烧为主的超低 NO_x 集成式天然气燃烧室。其目标是，在 50%~100% 负荷范围内达到 NO_x 浓度/CO 浓度小于 $6.15\text{mg}/\text{m}^3/13\text{mg}/\text{m}^3$ (15% O_2) 水平，同时将稀态熄火温度降低 100℃ 以上，压力脉动控制在远小于 0.3% 的范围内。

5 燃烧室的设计、计算与试验

燃烧室的燃烧过程非常复杂，是高温、高压和高湍流流动与化学反应（和相变）相互耦合的过程，没有一套标准的燃烧室设计开发理论。燃烧室开发的一个特点是燃烧室的设计与实验紧密联系在一起，从初步设计、详细设计到部件开发和系统开发，试验贯穿整个燃烧室开发过程的始终；另一个特点是燃烧室的设计和研发要在已有成功的系统的基础上进行，设计准则与技术参数往往通过已有设计经验进行修正。现代燃烧室开发的一个趋势是将工程经验和流体燃烧分析和模拟结合，以求能降低开发周期和实验次数。预计这种方法将会在未来燃气轮机燃烧室的开发中发挥越来越大的作用。

5.1 燃烧室的设计

燃气轮机燃烧室设计需考虑的主要因素见表 12.4-8，设计过程一般包括概念设计、初步设计和详细设计三个阶段。在概念设计阶段，根据系统整体性能的要求、客户要求和相关法律法规，确定燃烧室的主要框架、技术指标和研发人员的工作目标。初步设计阶段将认真筛选概念设计提出的不同方案，根据设计目标确定燃烧室的基本原型，如扩压器流线、燃烧室流线和空气流量分配等，比较结果和技术指标。在详细设计阶段，将在初步设计结果的基础上做进一步细化，同时确定有可能出现问题的部分。此外，此阶段应确定燃烧室各部件材料、加工安装公差匹配、防止应力集中和热冲击等方案。由于对燃烧室内流动燃烧过程的规律还不能完全掌握，设计计算结果与实际结果不会完全一致，设计定型必须通过试验调整、发现解决设计阶段未能考虑到的问题。一般来说，这一部分是整个研发过程耗费最大、耗时最长的过程。

表 12.4-8 燃烧室设计考虑到主要因素

主要因素	内 容
操作	点火，回火与淬熄，稳定性，变工况
性能	燃烧效率，压力损失，冷却，出口温度分布
成本	设计，材料，加工
结构	几何尺寸，重量，公差匹配，材料热负荷，固定与连接
燃料	单/双燃料，互换性
排放	烟雾，一氧化碳，残留碳氢化合物，氮氧化物
维护	结构一体性，寿命

重新设计和调试一个燃烧室需要耗费大量的人力、物力和时间，而且需要重新设计制造工装设备。通常采用的方法是在已有母型的基础上改造和提高，尽可能使产品系列化、满足不同的需求。实践经验表明，发展燃气轮机燃烧室的途径大致有：

(1) 随着机组热力参数的不断提高，仍然可以使燃烧室的基本结构保持不变。燃烧室的几何尺寸根据比面积热强度保持常数的原则进行放大。同时，为了适应高压比和高燃气初温的需要，一次燃烧空气量和冷却空气量都应该适当增大，而掺混空气量则相应地有所减小。配气机构、冷却和混合段的结构尺寸也要作适当的修改和调整。

(2) 对于大型的圆筒型燃烧室来说，为了适应喷油量的增加，可以用增多喷油嘴数目的方法来满足要求。

(3) 对于分管型和环管型燃烧室来说，还可以用增加火焰筒数目的方法来适应机组功率增大的需要。

要能够成功地研制适合需要的高性能燃烧室，必须具备以下基本条件：

(1) 可供借鉴的优良的母型结构。借鉴母型不是简单地照抄，而是要对母型有透彻的了解，清楚其每一个特点和功能以及存在的问题。因此，有经验的燃气轮机制造厂都会建立自己经过长期考验的优良的母型系列。

(2) 调试条件与设备。必须有专门的实验台，燃烧室很少能够在设计出来后直接上机组调试的，大量调整、改动要在实验台上进行。

(3) 实用可靠的设计计算方法。这不仅包括一套有一定理论依据的计算步骤，更重要的是有一套丰富的经验数据库。数据库既要有在各种情况下可供选择的经验数据，又要包含使用这些数据的专家经验。

5.2 燃烧室的计算和模化

5.2.1 燃烧室设计计算

燃烧室设计计算就是要确定一个调试用原型燃烧室的具体结构尺寸，使其尽可能满足设计的要求。设计计算大致有以下几个方面。

5.2.1.1 热平衡与热力计算

主要确定燃料的理论燃烧空气量、燃料消耗量和燃烧室的总过量空气系数、燃烧产物的组成成分和反应物质与燃烧产物之间的能量转化。其主要步骤是根据热力学第一定律，确定燃烧过程中燃料与空气的混合比，与燃烧产物温度之间的关系。热力计算常被分为“正问题”和“反问题”计算。前者给定燃料种类、燃料量和空气量以及入口状态，计算燃烧后的燃气温度。后者预先给定了所要求达到的燃气温度，推导出需要的燃料供应量。这是燃气轮机设计中经常遇到的情况。

5.2.1.2 气动计算

在设计燃烧室时，需要确定空气流量分配规律与燃烧室

结构设计之间的定量计算关系。其主要有两种设计方法：一是根据已经给定的燃烧室的结构尺寸和工作参数，来计算空气流量和射流深度在火焰管各股通道之间的分布规律，并确定燃烧室的流阻损失参数；另一方法是根据已经选定的空气流量和射流深度在火焰管各通道之间的分布规律，计算确定燃烧室中各股气流通道的几何尺寸。包括整个燃烧室的几何尺寸，燃烧室的入口扩压器、燃烧室外壳与火焰筒的尺寸，以及火焰筒上各排射流孔的孔数与孔径等。

5.2.1.3 燃烧室壁面冷却计算

火焰筒壁面温度可以在气动计算的基础上通过传热计算得到。除壁面本身热传导外，主要考虑到燃烧室内燃气与壁面的对流和辐射传热。通过计算优化冷却孔和气流的组织，控制最高壁温，并避免温度梯度过大。

5.2.1.4 结构设计和材料选择

燃烧室的零件材料应该根据所承受的应力、零件的工作温度以及制造工艺特点来选择。由于火焰筒为高温部件，还要考虑因壁面温度场的不均匀性而容易出现内应力造成零件翘曲变形，产生疲劳裂纹的特点来选择或研制适用的材料。一般火焰筒的材料用镍基合金，温度较低的零部件可以用含镍的耐热不锈钢。为了减轻火焰筒热辐射和燃气的腐蚀，可在其内壁增加保护层。目前，常用的保护涂料是铝、镁等金属的氧化物和某些陶瓷材料。

5.2.2 数值模拟

随着近年计算机技术的快速进步和燃烧理论和数值计算方法的发展，用数值方法模拟预测燃烧室内流动和燃烧过程已经成为燃烧室设计和优化的重要工具。燃烧室的数值计算首先要对流体湍流和燃烧过程模拟。模拟湍流的方法主要有直接数值模拟（DNS）、大涡模拟法（LES）和雷诺平均模型法等，其详细内容可见相关参考书。为了准确预测湍流燃烧过程，需要对湍流和化学反应过程之间的相互影响过程建模。用于模拟燃气轮机燃烧室主要的湍流燃烧模型见表 12.4-9。

表 12.4-9 湍流燃烧模型的分类和说明

模型名称	适用场合	说 明
涡团破碎模型 (EBU)	预混与扩散燃烧	该模型假设湍流混合过程来控制燃烧过程，因此湍流燃烧区化学反应过程的快慢取决于湍流混合过程的速率，并认为这个混合过程不受反应释放热的影响。在该模型中，突出了湍流混合对燃烧速率的决定作用，而忽略了分子输运和化学反应动力学的作用。适用于高雷诺数的湍流燃烧过程
涡团耗散模型 (EDM)	预混与扩散燃烧	该模型同时考虑了化学反应速率和涡团耗散反应速率，实际反应速率为两者中较小的一个。其主要不足之处在于化学反应机理是基于 Arrhenius 速率的，对于不同的反应是不同的。在 EDM 中每一个反应具有相同的反应速率，因此该模型应该仅用于一步或两步总体反应。另外，该模型需要设定经验常数，选取不当会给计算带来较大的误差
基于假设概率密度函数 (PDF) 的小火焰模型	扩散燃烧	湍流火焰可视为随机分布的微小层流小火焰组成，湍流的平均值由假设的概率密度函数平均得到。对于扩散燃烧，变量为在元素质量分数基础上定义的标量—混合分数
	预混燃烧	基于无量纲温度的反应进程变量，又称 BML 模型；或基于火焰位置的过程变量，又称 G 方程

续表

模型名称	适用场合	说 明
概率密度函数 (PDF) 模型	预混与扩散燃烧	通过求解概率密度函数输运方程得到概率密度函数，其优点是化学反应项封闭
基于大涡模拟 (LES) 方法的模型	预混与扩散燃烧	小尺度涡旋对大涡运动的影响是通过亚网格尺度模型建立涡团黏性关系式来体现。燃烧通过亚网格燃烧模型模拟，主要有线性涡团模型、大涡模拟概率密度函数 (LEPDF) 模型和 G 方程小火焰模型等

在数值计算中，根据被模拟的过程是否随时间变化，还可以分为定常计算和非定常计算。如果研究某一工况下燃烧室的流动状况，往往通过定常计算得到所需信息。如果考虑燃烧室点火、熄火、稳定燃烧等问题，非定常计算将能提供更多的信息，由于增加了时间变量，使得计算量大大增加。根据空间维数不同数值模拟可分为零维模型、一维模型、二维模型和三维模型。

(1) 零维模型。假设燃烧室中气动热力化学参数在空间均匀分布，给定反应物初始条件，可以算出绝热火焰温度和燃烧产物成分，对于非平衡态，还可算出燃烧室中温度、成分随时间的变化率。在燃烧数值模拟中经常采用的均匀反应器模型就是零维模型。

(2) 一维模型。只考虑燃烧室中气动热力化学参数沿一个方向变化，如一维平面流、一维管流、一维球对称流等。由于一维计算工作量相对较小，常用与燃烧室的概念和初步设计阶段和分析燃烧过程详细化学反应机理。

(3) 二维模型。主要用于二维平面或二维轴对称燃烧室的数值模拟。

(4) 三维模型。大多数燃烧室都是三维的。通过三维模拟可以给出整个流场中各变量的时空分布，反映实际燃烧室中流动、传热与燃烧过程的细节，对燃烧室的研发有重要的参考意义。但三维计算量会比前面模型大很多，有时需要对某些过程进行简化，如在化学反应机理、网格数和油滴数等方面进行折中。

随着计算机运算能力的快速增加，为了得到燃烧室部件细节对燃烧流动过程的影响，要求数值模拟能够处理的几何形状越来越复杂。与之相对应的计算网格的生成技术和优化过程变得更加重要，如非结构网格和自适应网格等技术都应用在燃烧室的数值模拟。这为燃烧室的详细设计提供了有力工具。

目前，流体和燃烧过程的数值模拟已广泛应用在科学研究和工业开发中，各种商业软件也应运而生。其中比较著名的有 FLUENT、CFX、STAR-CD 等软件。它们可用于模拟流动、传热、燃烧等问题，包含有目前最常用的湍流、燃烧、热辐射和多相流等模型，并附带专门的网格生成和结果处理工具。相关人员在使用时应注意熟悉软件背后的模型、算法的适用条件和各类边界条件的意义，减少计算和结果分析时的盲目性。

5.2.3 燃烧室的模化

目前燃气轮机燃烧室在高压高温、大流量和大功率的条件下工作。要对其进行试验，不仅费用昂贵，需要时间长。为了能够通过较低参数的实验对设计改进对象进行验证，就需要通过相似理论，对实验对象和参数进行模化，使得所得结果能够反映或部分反映燃烧系统的真实性能。

相似定理是指导利用相似现象进行研究和设计的理论基础，由三条定理组成：

(1) 在彼此相似的现象中,同名相似准则的数值必然彼此相等。

(2) 描写物理现象的各种物理量之间的关系式,一般都可以表达成为相似准则之间的函数关系。

(3) 同名“定型准则”相等的现象必然相似。

表 12.4-10 列出了与燃烧工作过程相关的相似准则。像燃烧室这样复杂的系统,要它们完全满足这些定性准则相等并做到单值条件相似是不可能的,必须对燃烧室工作过程的模化作某种近似。这样做在实践中证明是可行的,这是因为一方面,有的定型准则达到一定的数值后,某些特性(某种非定型准则,例如燃烧效率)的影响可以忽略,即系统对这一准则达到了“自模化”。另一方面,不是所有定性准则对燃烧室的全部性能都是同等重要的,忽略对燃烧室性能的影响不大的准则可以简化计算,即看做对系统进行“局部相似”。但这时要注意当未保持相等的其他准则相差太远时,结果的可靠性就需要认真检查。另外,在试验时,可采取措施保证多数单值条件相似,使需要模化的定性准则的数目减少。如模型燃烧室采用与真实燃烧室相同的几何参数,因此保证了几何相似的单值条件;采用与真实燃烧室相同的燃料,相同的余气系数,相同的进口温度,这样就可以使模型燃烧室与真实燃烧室中的物性参数和物性准则保持相同。从而很大程度地简化了计算。

表 12.4-10 与燃烧过程相关的相似准则

名 称	相似准则	物理意义
雷诺(Reynolds)数	$Re = \frac{\rho u l}{\mu}$	惯性力/黏性力
欧拉数(Euler)数	$Eu = \frac{p - p_{\infty}}{1/2 \rho u^2}$	压力/惯性力
马赫(Mach)数	$Ma = \frac{u}{c}$	流速/(本地)声速
空(气)燃(料)比	$AFR = \frac{m_{air}}{m_{fuel}}$	空气质量流量/燃料质量流量
当量比	$\phi = \frac{(m_{fuel}/m_{air})}{(m_{fuel}/m_{air})_{st}}$	实际的燃气比/化学恰当比之比
余气系数	$\alpha = \frac{(m_{air}/m_{fuel})}{(m_{air}/m_{fuel})_{st}}$	当量比的倒数
邓侃勒(Dankohler)数	$Da_1 = \frac{w_1 l}{u}$	化学反应率/对流传速率
	$Da_2 = \frac{w_1 l^2}{D}$	化学反应率/扩散传速率
	$Da_3 = \frac{Ql}{\rho h u}$	化学反应热/对流传热
	$Da_4 = \frac{Ql}{\lambda T}$	化学反应热/热传导传热
	$Da_5 = \frac{Ql}{\rho D h}$	化学反应热/扩散传热
日多维奇(Zeldovich)数	$Ze = \frac{E^0}{R^0 T_0}$	反应活化能/热能
卡罗维(Karlovitz)数	$Ka = \frac{1}{u} \times \frac{du}{dy}$	火焰拉伸因子
斯托克斯(Stokes)数	$Sr = \frac{\rho l d^2 U}{18 \mu_g L}$	油滴的响应时间/流场的特征时间

续表

名 称	相似准则	物理意义
韦伯(Weber)数	$We = \frac{\rho u^2 l}{\sigma}$	惯性力/表面张力
Sauter 平均直径	$SMD = \frac{\sum n_i d_i^3}{\sum n_i d_i^2}$	油雾总体积/油雾总表面积
斯特芬哈尔(Strouhal)数	$Sr = \frac{fl}{u}$	振动频率/流动特征频率

在实践中,人们往往从简化模型或总结经验结果获得综合性能参数,作为模化定性准则。如燃烧效率(η)本身就是一个相似准则。影响它的主要因素除了余气系数(α)之外,燃烧室尺寸(D^3)、空气质量流量(m_a)及燃烧室状态参数等。这些变量可以综合为燃烧效率准则,如

$$\eta = f(K, \alpha)$$

式中

$$K = m_a / p_3^{1.15} T_3 D^3$$

应用该准则时要求试验件与真实燃烧室几何相似,但不一定相等;余气系数保持相等;尽量保持入口总温不变,修正总压和空气流量。该准则又称 K 准则。在研发燃烧室过程中这类准则一方面可以为系统的变工况性能分析提供指导;另一方面可以用来预测通过模化新设计的燃烧室可能达到的相应特性。

5.3 燃烧室的试验

目前试验方法仍是研究和改进现有燃烧室主要的手段。根据情况的不同,可以有不同的实验目的与方案。相应地要建立适当的实验设备和配备必要的测量手段。燃烧试验台一般主要由空气气源、燃料供给系统、加热系统、冷却排气系统、控制系统和测量系统等组成。典型的燃烧试验台布置如图 12.4-33 所示。

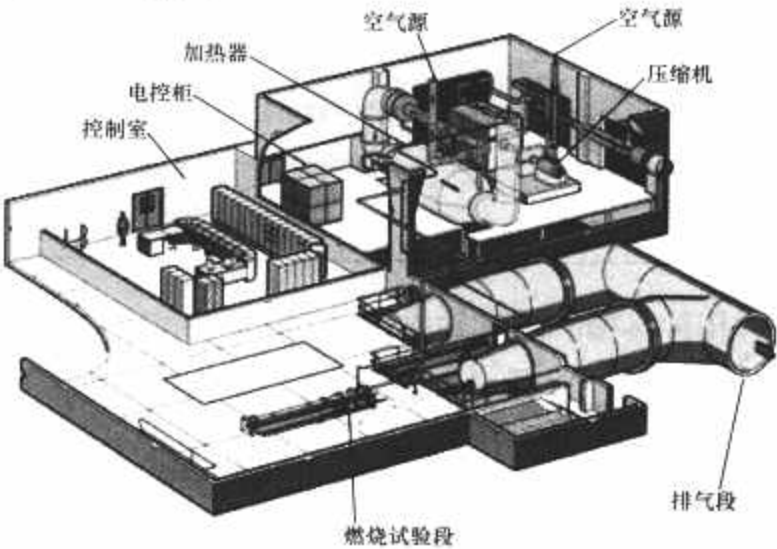


图 12.4-33 典型的燃烧试验台布置图

在燃烧室研发过程中,必须根据不同的需求进行试验,可以分类如下:

(1) 按试验部件分类可包括部件试验和组件试验。前者对燃烧室中的某一部件,例如:扩压器、旋流器和喷油嘴等,进行单独的性能试验,以期获得性能良好的单个部件。后者主要指燃烧室基本元件或组合元件试验,如单火焰管/扇形段试验、联管/全环形试验、主燃烧室台架试验等,目的是得到最佳匹配的系统组件。

(2) 按试验内容可分为启动点火试验、熄火特性试验、压力损失试验、燃烧效率、燃烧稳定性、燃烧热声耦合、出口温度分布、排放、冒烟和积炭、热冲击、强度和刚度等。它们主要针对某一特定问题进行试验或考核。

(3) 按是否点火可分为冷态试验和热态试验。燃烧室的大部分试验都为热态试验。冷态试验主要测试燃烧室中的空气动力性能和流阻损失、冷态场燃料分布等,有时会用水槽或烟雾等方法显示流场。

(4) 按试验台压力可分为常压/低压试验、中压试验和高压试验。常压/低压试验主要考核燃烧室结构参数对点火、传焰、燃烧区分布和出口温度分布等的影响。如喷嘴结构、空气/燃料流量分配和点火等的影响。中压试验一般指燃烧室压力为 0.4~1.2MPa,主要进行燃烧效率、压力损失、燃烧室壁温、燃烧室出口温度及其分布及燃烧稳定性等试验。试验尽可能采用全尺寸燃烧室和喷嘴、保持燃烧室进口流场相同或相似、雷诺数和余气系数相同。高压试验指试验压力大于 1.2MPa,主要用于燃烧室综合性能、火焰筒壁温和排气温度、出口温度周向和径向不均匀度及污染物排放等的测量。

测量系统是燃烧试验能否得到可靠的信息,达到试验目的的关键之一。现代测量技术在快速高灵敏度传感器和激光技术等方面的发展为先进燃烧室的开发过程提供了有力工具。当前燃烧试验主要的测量方法见表 12.4-11。

表 12.4-11 燃烧试验的主要测量方法

物理量	测量方法
速度	热线风速仪 激光多普勒测速仪 (LDV) 离子影像测速仪 (PIV)
压力	皮托管 电子压力传感器
温度	热电偶、热电阻 测温漆 红外热成像仪 激光诱导荧光法 (LIF) 相干反射托克斯拉曼散射 (CARS)
燃烧组分	平面激光诱导荧光法 (PLIF)
颗粒	激光相位多普勒粒子分析仪 (PDPA) 马尔文粒子分析仪
燃气成分	气相色谱分析仪 烟碳仪 气体红外线分析仪

6 几种典型的燃气轮机燃烧室

6.1 美国通用电器公司 (GE) 燃烧室

GE 公司在重型燃气轮机上使用的燃烧室主要有 DLN-1 和 DLN-2X 型两种,如图 12.4-34 所示。

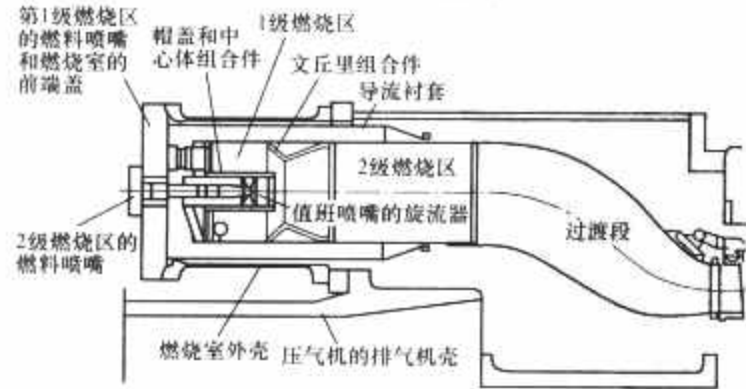


图 12.4-34 用于 MS7001EA 机组的 DLN-1 型燃烧室

DLN-1 型燃烧室的特点是串联式分级,并由中心体组合件与火焰筒及其文丘里组合件构成环形 1 级燃烧区和 2 级燃烧区,可燃用天然气和轻质液体燃料。1 级燃烧区沿周向

分隔成 6 个带燃料喷嘴和旋流器的小空间;中心体组合件上装有燃料喷嘴和旋流器,供在文丘里组合件之后的 2 级燃烧区使用。

燃烧气体和液体燃料的燃烧方式完全不同。

燃烧天然气时,1 级燃烧区在低负荷时为扩散燃烧,高负荷时则作为预混通道提供稀相预混可燃气;2 级燃烧区总是一个以小股扩散火焰为根基的均相预混燃烧火焰,能将 50% 以上负荷的 NO_x/CO 排放量控制在 $51.25\text{mg}/\text{m}^3/19.5\text{mg}/\text{m}^3$ 的水平。

燃烧柴油时,全部采用扩散燃烧方式,增加喷水或喷蒸汽将 NO_x 控制在 $86\text{mg}/\text{m}^3$ 。

GE 公司 DLN-2.5 燃烧室如图 12.4-35 所示。DLN-2X 型燃烧室的头部去掉了中心体,改为由若干个相互独立的燃烧器组成头部模块。每个燃烧器均带有各自的旋流器和燃料喷嘴,具有稀相预混燃烧的功能;火焰筒结构大为简化,基本呈直筒状。其中 DLN-2 型、2.5 型和 2.6 型分别用于 9FA、H 系列和 7FA 系列燃气轮机。DLN-2.6 在原来周向等距排列的 5 个喷嘴中心加装了一个单独控制的喷嘴,进一步降低了总的燃料/空气比,使 NO_x 排放水平首次达到 1 位数,即 $18.45\text{mg}/\text{m}^3$ 的水平。

DLN-2X 的喷嘴都由单独的旋流器和中心燃料管组成。从中心向外依次是液体燃料管、喷水、雾化空气和气体燃料等套管。中心燃料管端部开有一圈小孔,用于气体燃料值班扩散火焰;在旋流器出口处径向布置有主燃料喷射导管,空气与燃料在中心燃料管与燃烧室端盖之间的通道中完成预混。中心燃料管的回火保护装置在火焰回传时自动打开分流燃料,使流经主燃料导管的剩余燃料不足而改变回火条件。再配合加装在主燃料导管下游的导流片,可有效降低回火发生的概率。实际使用中至今未见发生回火的报道。

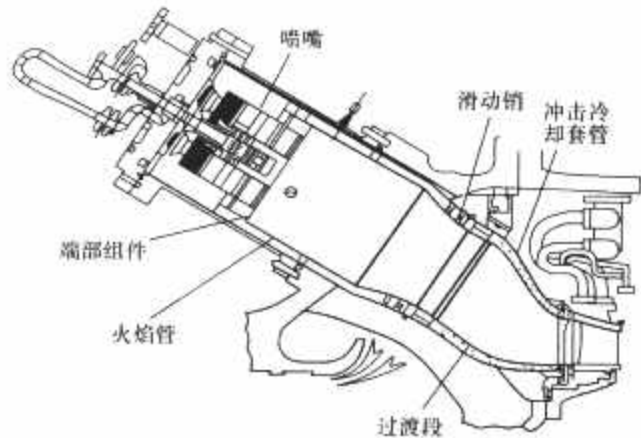


图 12.4-35 GE 公司 DLN-2.5 燃烧室

除上述专门用于稀相预混 DLN 燃烧室外,GE 公司还向多燃料和低热值燃料方向发展。目前燃用低热值气体燃料 6BF 型燃气轮机已经在我国燃气—蒸汽联合循环电站应用。其气体燃料热值为 $9218\text{kJ}/\text{m}^3$,头部采用双燃料扩散式单喷嘴或多喷嘴系统,火焰筒如图 12.4-36 所示,在原来燃烧天然气的基础上加长 0.5m,直径也适当加大,以适应低热值燃料燃烧温度低、不易完全燃烧的特点。这种燃烧室的 NO_x 排放量均在 $164\text{mg}/\text{m}^3$ 以下。



图 12.4-36 6BF 型燃气轮机燃烧室火焰筒

6.2 日本三菱 M701F 燃气轮机燃烧室

M701F 型燃气轮机的燃烧室采用环管型结构，上下两半的燃烧室外壳与燃烧室兼压气机缸连接成一体。20 个燃烧器沿机组圆周方向均匀布置，斜插入外壳里。图 12.4-37 给出了其中一个燃烧器的纵剖面图。每套燃烧器由燃料喷嘴组、火焰筒、过渡段和旁路阀及附件组成。

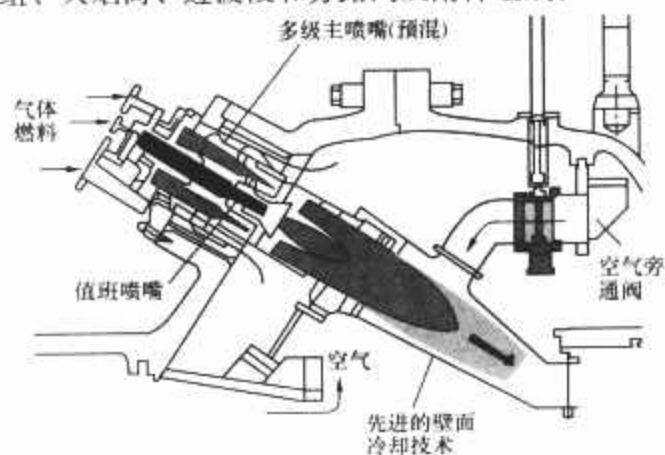


图 12.4-37 燃烧器的纵剖面

燃料喷嘴组由沿圆周均布的 8 个干式预混主喷嘴和中心值班喷嘴组成，可使空气与燃料混合均匀，火焰面积增加，燃烧温度降低，特别是减少局部高温区，从而达到将 NO_x 排放控制在 $51.25\text{mg}/\text{m}^3$ 水平上的目的。

在火焰筒和过渡段壁面冷却技术方面，采用了双层结构。火焰筒双层壁面的下侧为内壁。冷却空气从外壁的小孔

进入，并在夹层中沿壁面的沟槽流动形成对流传热；然后从沿圆周方向的缝隙中流出，对燃气的下游形成膜式冷却。在过渡段上，冷却空气通过外壁的多个圆形孔进入夹层，同样沿壁面的沟槽运动，并从下游的出口进入燃气的主流。

火焰筒和过渡段的内壁面都有隔热涂层，以降低金属温度，并防止有害介质对金属的腐蚀。

燃烧室设置旁路阀是三菱的专有技术，目的是为了控制燃料的燃烧，稳定火焰，防止爆燃；一旦压力传感器检测到燃烧压力波动，旁路阀将自动打开，让冷空气进入，保持燃烧的稳定。

M701F 燃烧室外壳、燃烧器、火焰筒材料均采用镍基合金 X (Hastelloy X)，过渡段材料为 Tomilloy；配有 2 个火花塞式点火器，4 个火焰监测器。

6.3 德国西门子公司燃烧室

该公司的代表性重型燃气轮机机型为 SGT5-2000E (原来的 V94.2 和 V94.2A) 和 SGT5-4000F (原来的 V94.3A, F 级)。两种机型的 DLN 燃烧室类型不同，但所使用的燃烧器均为干式低 NO_x 的混合型双燃料燃烧器 (HR3)。

SGT5-2000E 型带有两个圆筒型燃烧室，分卧式 (V94.2 型) 和立式 (V94.2A 型) 两种布置方式，如图 12.4-38 所示。每个燃烧室头部装有 8 个沿周向均布的 HR3 燃烧器。火焰筒内壁装有成型隔热陶瓷瓦块，过渡段为单壳体结构，采用常规对流冷却方式。为避免壁面超温，燃烧室的出口温度限制在 $1100\sim 1500^\circ\text{C}$ 。

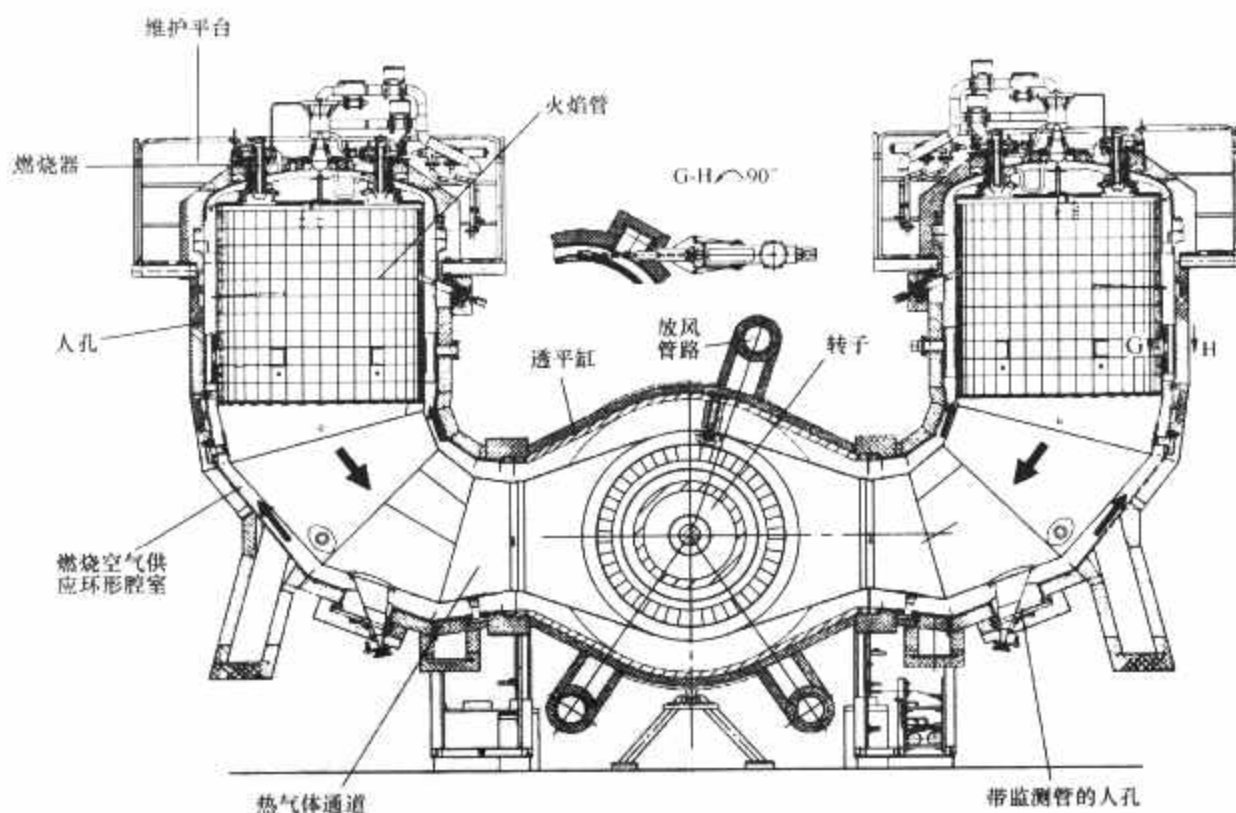


图 12.4-38 SGT5-2000E 型圆筒型燃烧室

SGT5-4000F 型燃气轮机采用高效环型燃烧室 (见图 12.4-39)，在头部周向均布 24 个 HR3 燃烧器。火焰筒采用整圈式内腔壳体和带水平中分面的外壳体。内壁上镶有带弹性支撑固定的耐热陶瓷瓦块，可在高温下自由膨胀；陶瓷瓦块背后与内壁之间引入来自压气机的空气进行冷却。当 $t_3 = 1350^\circ\text{C}$ 时，内壁最高壁温为 850°C ，使用寿命很长。燃烧室的出口设计成圆弧过渡结构，以保证燃气的顺畅流动。但这里采用的是带陶瓷涂层的高温合金钢，以代替无法做成弧状的陶瓷瓦块。

燃烧器可燃烧气体和液体燃料，主要由燃料喷嘴，扩散

喷嘴，内、外旋流器，值班喷嘴，点火器和预混机构组成。内、外旋流器各有自己的空气通道。外通道呈收缩状，且与燃烧器轴线成一夹角，故外旋流器亦称为“对角旋流器”。供气体燃料的扩散燃烧和值班火焰用所需设计空气量约为空气总量的 10%。

HR3 燃烧器的设计思想是：

(1) 在燃烧器中心部位设置一个燃料量恒定不变的值班扩散火焰，确保在任何负荷工况下都不发生熄火故障。

(2) 当燃烧气体燃料时，从启动到 20% 负荷，所有燃料都从内通道通过，并与值班火焰共用一个内旋流器，以形

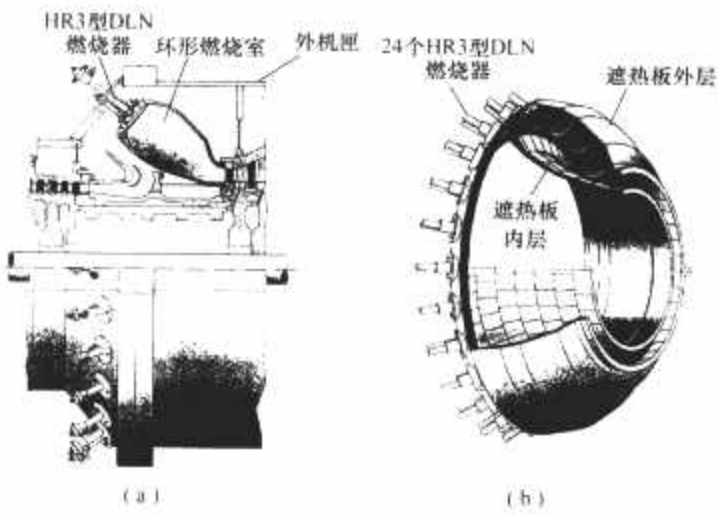


图 12.4-39 SGT5-4000F 型环型燃烧室 HR3
(a) 在整机上的位置布局; (b) 遮热板组成的环形空间

焰稳定和污染控制的功能。

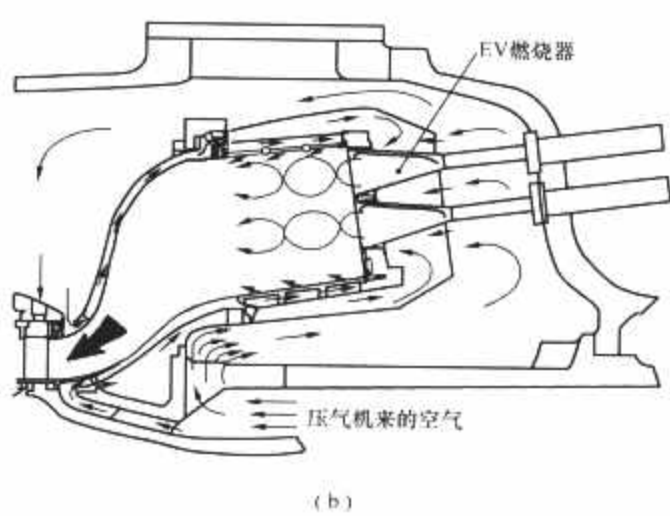
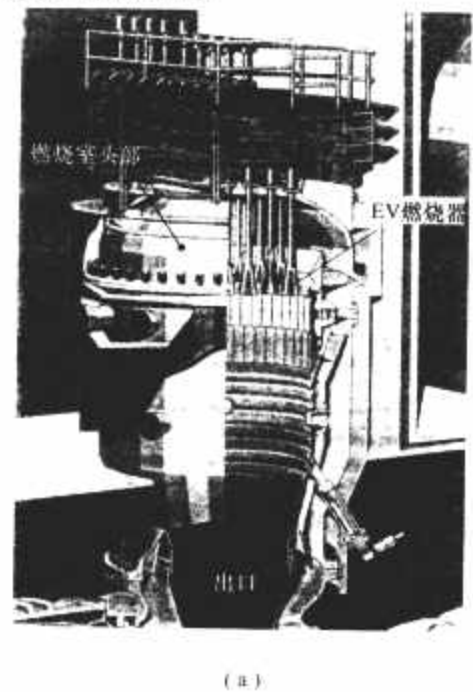


图 12.4-40 带 EV 燃烧器的不同的 DLN 燃烧室类型
(a) 圆筒型; (b) 环型

如图 12.4-41 所示, EV 燃烧器的原始设计是由两个半锥体组成的一个锥形混合管, 但半锥体沿直径方向错开, 其边缘就沿轴线方向形成两条狭缝。参与燃烧的空气由狭缝进入锥管内形成旋转气流, 其旋流强度随着旋流半径逐渐加大而加大。气体燃料 (预混主燃料) 经由两根布置在狭缝附近的导管上的许多小孔中喷出, 并迅速掺混到旋转气流中去, 从而形成稀释的均匀预混可燃气体。这股旋转气流在燃烧器出口处按火焰传播方式进行燃烧, 并生成作为稳定点火源的回流。为避免发生熄火故障, 在中心部位引入值班燃料形成扩散火焰。该燃烧器的火焰温度比扩散火焰的温度低 500°C , 能够显著降低 NO_x 排放量。

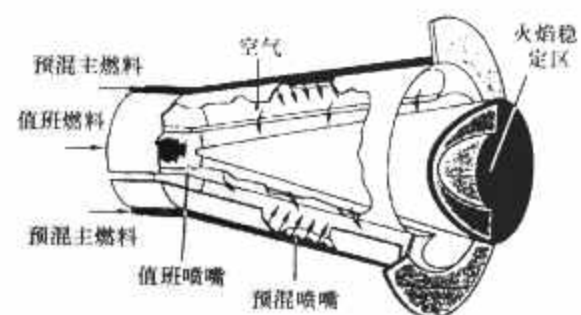


图 12.4-41 EV 燃烧器的工作原理

成稳定的扩散火焰。

(3) 在 $20\% \sim 50\%$ 负荷之间运行时, 扩散燃烧与预混燃烧并用。这时, 燃料通过一系列小导管从外旋流器进口处喷入外空气通道内。导管分别安置在每个旋流叶片通道中, 每个导管上有 10 个小孔, 从而保证了进入一次燃烧区的预混可燃混合物在周向和径向分布上的高度均匀性, 并在最外侧形成稀相预混燃烧, 成为扩散燃烧方式的补充。

(4) 在高负荷 ($50\% \sim 100\%$) 工况下, 采用完全预混燃烧模式, 可将 NO_x 排放控制在 $51.25\text{mg}/\text{m}^3$ 的水平, CO 的排放量亦很低。经过改进, NO_x 排放量可进一步降低到 $18.45\text{mg}/\text{m}^3$ 。

(5) 在燃烧器出口加装了圆柱形套管, 使出口加长, 可消除燃烧器在完全预混状态下工作时发生的振荡燃烧问题, 在 SGT5-4000F 机组上使用了 20 个这种带套管的燃烧器后就达到了目的, 而全部 24 个燃烧器都加套管的效果变化不大。

燃烧液体燃料时, 一般采用扩散燃烧方式。当负荷达到 50% 时, 可通过内旋流器使燃料与空气充分混合, 实现干式稀相预混燃烧, 可将 NO_x 排放量降到 $147.6\text{mg}/\text{m}^3$ 以下, 并可用喷水、喷蒸汽的方式来进一步降低 NO_x 。当水与燃料比为 $1:1$ 时, NO_x 排放可以降低 60% 。

天然气和液体燃料之间可在 60% 负荷时进行无扰动切换。

燃气过渡段内壳为双层结构, 壳体缝隙中通流冷却空气, 在内壳表面上形成冷却空气膜阻隔高温燃气。

在燃烧室的上下方各开有一个入孔, 那里有 $6 \sim 8$ 块陶瓷瓦块可从外部拆下, 便于人员进出检查燃烧器、第 1 级透平静叶和陶瓷瓦块。所有与高温燃气接触的部件都是独立可替换的, 这样, 无须拆下整个燃烧室表面的部件就可进行更换。

火焰监测是通过每个燃烧室配备的冗余光学传感器进行的, 亦可通过燃烧室弯管处入孔上的玻璃观察窗对火焰作目视观察。

6.4 阿尔斯通 (Alstom) 公司的 DLN 燃烧器

阿尔斯通公司 (原 ABB 公司) 设计的 EV 型双燃料燃烧器也是一种典型的 DLN 燃烧器, 与不同类型的燃烧室匹配后形成并联式分级燃烧 DLN 燃烧室, 如图 12.4-40 所示。这种燃烧器的设计思想是一个个彼此并联的、按照稀相预混方式工作的基本燃烧单元, 并按一定规律排列在火焰管端部, 通过控制系统共同协调地完成负荷分配、流场组织、火

当燃烧液体燃料时, 燃料从锥体根部的喷嘴中喷出, 经过雾化、蒸发, 并与空气旋流混合形成可燃混合物。但由于燃料在到达锥体出口处仍不能完全蒸发成为蒸气, 因而所形成的火焰仍然带有相当程度的扩散火焰的性质, 燃烧温度要

比燃烧天然气时高。为了控制 NO_x 的排放量,必须向锥体内的混合区段喷射一定数量的水或水蒸气。

为了扩大负荷可调范围,一个燃烧室上要安装相当数量的 EV 燃烧器,且全部都工作在纯预混状态。负荷变化时,只需要按一定规律改变工作的燃烧器数量即可。例如,ABB GT11N 燃气轮机的单管燃烧室安装了 37 个 EV 燃烧器,在 1.25MPa 和 $T_3 = 643\text{K}$ 的基本负荷条件下, NO_x 仅为 $26.65\text{mg}/\text{m}^3$; 23MW 的 GT10 环型燃烧室则有 18 个燃烧器; 150MW GT13E2 重型燃气轮机上,在环形面上交错布置了两排 72 个燃烧器。因此工作性能好, NO_x 排放低。无论燃气轮机和燃烧室类型尺寸如何变化,都可以调整燃烧器数量来减少设计工作量,对结构因素影响很小,用途十分宽广。

针对运行中出现的问题,作出了如下新的改进:

(1) 采用 4 个错位的锥体,将原有的两条空气狭缝增加为 4 条。

(2) 气体燃料供应管沿狭缝布置,其开孔数量和间距均经过专门调试。

(3) 锥形混合管出口端部开有 6 个等面积喷孔,用于部分负荷时形成一圈扩散火焰,这样大大改善稀态熄火特性。

(4) 对于液体燃料,在锥体顶尖部位设计了一个压力雾化器,可以产生与四条空气狭缝对应的四个燃料雾炬,在中心处还产生一个低穿透度的小锥角雾炬。目的是在燃烧器出口处的中心形成一个小的富燃料区,以扩展稀态熄火极限。

(5) 四个分离的锥体下游加了一个短的过渡段,使四股分离的可燃混合物汇合成一股主气流。

(6) 在下游设计了一个圆管形混合管,以改进燃料蒸发和混合过程。

第5章 燃气透平

1 燃气透平的特性

1.1 燃气透平的基本结构示意图

燃气透平是燃气轮机中将高温高压燃气的热能转变为机械功的重要部件。燃气透平级是燃气透平的基本工作单元,由一系列静叶和一系列动叶组成。重型燃气轮机的透平一般为3~5级。图12.5-1是单机功率为260MW的某重型燃气轮机的结构示意图,其中燃气透平由4级组成,4个透平级的出力高达780MW。燃烧室出口燃气温度即透平进口燃气初温为1400℃,透平第一级动叶片采用单晶叶片,第二和第三级叶片采用定向结晶叶片,第四级叶片采用多晶叶片,并在叶片表面涂上热障涂层,前几级静动叶片采用空气冷却,有复杂的叶片内部冷却和气膜冷却结构。透平气缸与叶轮也需要冷却,内部有十分复杂的冷却空气系统。

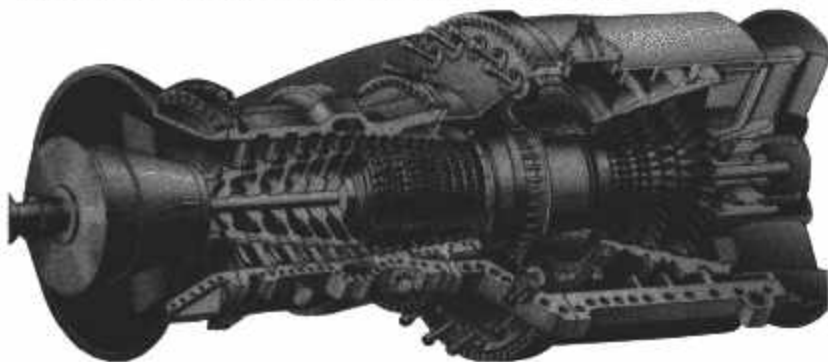


图 12.5-1 燃气轮机结构示意图

1.2 燃气透平的特性曲线

燃气透平特性是指设计与非设计工作状态下,燃气透平的基本性能参数(燃气透平功 L_T ,燃气流量 \dot{m}_T ,燃气透平效率 η_T)随其工作状态参数(燃气透平转速 n_T ,燃气透平前燃气滞止温度 T_0^* ,燃气滞止压力 p_0^* ,燃气透平后的背压 p_2)的变化规律。

以一组相似准则(相似参数)表示的燃气透平的特性线称为通用特征线。燃气透平的相似条件是几何相似、运动相似和动力相似:几何相似指的是燃气透平叶栅和流道的几何相似,也包括相对间隙的几何相似;运动相似指的是燃气透平叶栅流场中的流线对应点上的速度三角形相似;动力相似指的是燃气透平叶栅流场的对应点上的雷诺数相等、马赫数相等。

满足几何相似条件的燃气透平,当其静叶通道处于亚临界流态下,其雷诺数 $Re > (3.5 \sim 4.0) \times 10^4$ 时,如果其 $\dot{m}_T \sqrt{T_0^*} / p_0^*$ 、 $n_T / \sqrt{T_0^*}$ 分别相等,则其流动相似,即燃气透平叶栅对应点上的对应物理量成正比,其膨胀比 $\pi_T = p_0^* / p_2^*$ 及效率 η_T 也分别相等。由此可知: π_T^* 和 η_T^* 都是流量相似参数和转速相似参数的函数,可将其表示为

$$\pi_T^* = f_1(\dot{m}_T \sqrt{T_0^*} / p_0^*, n_T / \sqrt{T_0^*})$$

$$\eta_T^* = f_2(\dot{m}_T \sqrt{T_0^*} / p_0^*, n_T / \sqrt{T_0^*})$$

另外,燃气透平功可表示为

$$L_T = \frac{1}{\kappa - 1} R T_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^*} \right) \eta_T^*$$

上式中的 π_T^* 和 η_T^* 都是 $\dot{m}_T \sqrt{T_0^*} / p_0^*$ 、 $n_T / \sqrt{T_0^*}$ 的函数,则 L_T / T_0^* 也是它们的函数,可写为

$$\frac{L_T}{T_0^*} = f_3(\dot{m}_T \sqrt{T_0^*} / p_0^*, n_T / \sqrt{T_0^*})$$

L_T / T_0^* 称为燃气透平功相似参数。

满足几何相似条件的燃气透平,当其静叶通道处于临界流态时,在通道喉部发生阻塞。燃气透平相似参数为 π_T 和 $n_T / \sqrt{T_0^*}$,而 $\dot{m}_T \sqrt{T_0^*} / p_0^*$ 、 η_T^* 和 L_T / T_0^* 为 π_T^* 和 $n_T / \sqrt{T_0^*}$ 的函数,将其表示为

$$\frac{\dot{m}_T \sqrt{T_0^*}}{p_0^*} = f_4\left(\pi_T^*, \frac{n_T}{\sqrt{T_0^*}}\right)$$

$$\eta_T^* = f_5\left(\pi_T^*, \frac{n_T}{\sqrt{T_0^*}}\right)$$

$$\frac{L_T}{T_0^*} = f_6\left(\pi_T^*, \frac{n_T}{\sqrt{T_0^*}}\right)$$

图12.5-2为一单级燃气透平的特性线。其中曲线1表示 $n_T / \sqrt{T_0^*} = (n_T / \sqrt{T_0^*})_d$,曲线2表示 $n_T / \sqrt{T_0^*} < (n_T / \sqrt{T_0^*})_d$,曲线3表示 $n_T / \sqrt{T_0^*} > (n_T / \sqrt{T_0^*})_d$,下标d表示设计状态。

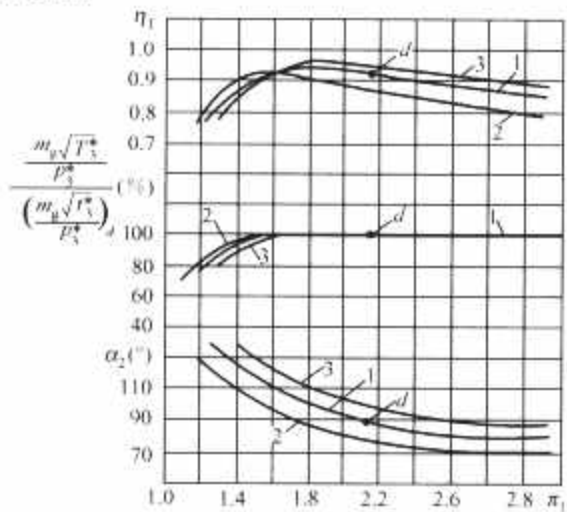


图 12.5-2 单级燃气透平特性曲线

多级燃气透平的特性线与单级燃气透平相似,但是多级燃气透平在非设计工作状态下,其各级膨胀比和做功量的相对变化有不少特点。当膨胀比偏离设计值时对燃气透平前面级的影响都很小,尤其是对第一级影响最小,但对后面级的影响较大。燃气透平的膨胀比在宽广范围内变化时,其流量相似参数 $\dot{m}_T \sqrt{T_0^*} / p_0^*$ 保持不变,或变化很小。

2 燃气透平的气动热力设计

2.1 燃气透平的气动热力设计方法

燃气透平气动热力设计计算的目的是确定气流的压力、速度、温度等主要参数沿流道的变化,在给定条件下确定燃气透平的转速、级数、各级的形式和主要尺寸等,满足燃气轮机对透平所提的要求。

作为计算的依据,一般应已知:燃气的热力学性质、燃气透平设计功率 N_T 、燃气透平设计转速 n_T 、燃气透平进口总压 p_0^* 、总温 T_0^* 和出口静压 p_2 、冷却介质及其压力温度等基本参数。

一般说来,燃气透平热力设计包括下列主要内容:

(1) 分析并选择燃气透平流通部分基本结构形式,选取参数合适的成熟产品作为参照透平。

(2) 根据燃气透平运行特性、热经济性要求及结构强度等因素,确定燃气透平的级数和各级焓降分配,拟订燃气透平近似热力曲线和原则性冷却方案。

(3) 选定各级静动叶栅及叶型,必要时可设计新叶型。确定各冷却叶片的冷却结构。

(4) 对各透平级进行详细的气动热力和传热计算,根据不同情况可以采用一维、二维(准三维)、全三维气动热力和传热设计方法,其目的是确定各级通流部分的几何尺寸、相对内效率和内功率、冷却空气流量与冷却叶片温度分布。这个过程可能要反复多次,包括对各级、各叶片排、各截面叶型参数的反复修改与优化设计,最终确定燃气透平实际的热力过程曲线,得出通流部分全部气动热力参数、几何参数和冷却系统设计方案。

(5) 计算轴向推力。

(6) 绘制燃气透平流通部分设计方案图。

(7) 进行燃气透平通流部分变工况计算,得出通用性能曲线。

透平气动热力与传热性能与燃气的比定压热容等热物性参数有很大关系。在燃气轮机中,燃气是燃料与空气燃烧的产物,是多种气体的混合物。燃气的热力学性质取决于组成气体的性质和成分,是温度的函数,与压力或者质量体积关系不大。燃气主要由二氧化碳、水蒸气、氧气和大气氮等组成。其化学通式可表示为 $C_x H_y O_z N_w S_v$ 。当燃气的各组成气体的成分为已知时,燃气热力学性质可以按理想气体混合规则求得。各组成气体的比定压热容为

$$c_p = \sum_{i=1}^7 a_{ci} \left(\frac{T}{1000} \right)^i \quad [\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (12.5-1)$$

其焓为

$$H = A_h + \sum_{i=0}^8 a_{hi} \left(\frac{T}{1000} \right)^i + b_h \frac{T}{1000} \quad (\text{kJ}/\text{kg}) \quad (12.5-2)$$

式中: a_c, A_h, a_h 和 b_h 为常数。

燃气的热力学性质由各组成气体的热力学性质按理想气体混合规则求得

$$c_p = \sum_{j=1}^5 r_j c_{pj} \quad [\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (12.5-3)$$

$$H = \sum_{j=1}^5 r_j H_j \quad (\text{kJ}/\text{kg}) \quad (12.5-4)$$

式中: r 为燃气各组成气体成分质量分数。

由于燃气温度在透平中变化范围很大,在气动热力与传热计算中,根据对比热容的不同处理方法产生了几种不同的计算方法。

(1) 分段定比热容方法。分段定比热容方法是粗略地将燃气轮机各部分的比热容和比热比分别看做是固定不变的。这种方法计算简单,但精度低。

(2) 分段平均比热容法。分段平均比热容法是取工质经过某一部分始末状态比热容的平均值作为该过程的比热容。这种方法比分段定比热容方法准确,但仍然是一种近似计

算。在大多数情况下,由于过程末状态的温度往往不能事先知道,因此在第一遍计算时需要先假设过程中的平均比热容,然后进行迭代计算,一般只要进行一次到二次的迭代就能满足精度。

(3) 变比热容方法。这种方法是按照当地温度准确计算当地比热容,虽然比较复杂,但随着计算机的发展,已经得到了广泛的应用。

2.2 燃气透平叶栅的几何参数与热力设计

燃气透平叶片叶型由于冷却要求与蒸汽透平叶片叶型有所不同,但燃气透平叶栅的几何形状与蒸汽透平的基本相同,因此可以参阅蒸汽轮机篇中的叶栅几何参数定义。叶型设计必须使得设计叶栅的进出口气流角与热力设计获得的速度三角形一致。通常情况下,叶型被分成许多截面设计,截面的数目取决于叶型的复杂程度,然后各截面根据一定的规律沿叶片高度积叠形成三维叶片。叶型设计包括二维型线设计和三维成型设计。

二维叶栅造型技术众多,包括简单的叶型设计、标准的参数化叶型设计和完全任意曲线设计等。现代叶型设计主要使用 Bezier 曲线或者 B 样条曲线来参数化叶片吸力面和压力面,从而可以保证叶片表面型线及其导数的连续性,并增加叶型设计的自由度。设计者可以直接调节曲线的控制点来修改叶型。

燃气透平叶栅热力设计与蒸汽透平类似,不再在此赘述。

3 燃气透平叶片的冷却

燃气轮机设计和发展的目标是获得高性能、长寿命和低费用的产品。获取高性能的有效途径就是不断提高进入燃气透平的燃气温度,燃气透平进口温度提高,仅仅依靠材料本身的耐高温性能是非常困难的,因此对燃气透平叶片这样的高温部件,必须采用冷却技术,使叶片在实际温度高于材料许可值的燃气包围下,本身温度仍低于材料的许可值而安全可靠地工作。本篇第1章图 12.1-3 给出了过去 50 年来燃气透平进口燃气温度及材料的允许温度变化趋势,燃气透平进口温度平均以每年约 20°C 的速度增加,金属耐热温度平均以每年 8°C 的速度增加。目前 F 级燃气轮机第一级透平叶片普遍采用开式空气冷却、定向结晶和热障涂层,燃气初温可达 $1350 \sim 1400^\circ\text{C}$,比叶片基体温度高约 400°C ; G 和 H 级燃气轮机第一级透平叶片则采用闭式蒸汽冷却、单晶叶片和热障涂层,燃气初温可达 1500°C ,降温效果约为 500°C 。随着燃气透平进口燃气初温的提高,为了有效冷却高温部件,从压气机抽出的冷却空气量逐渐增加,相应的能量损失也就增加,影响了整个系统的效率。因此,为了提高冷却效率,减少冷却空气流量,燃气透平叶片冷却是其研究的重点。

冷却设计带来的利益主要体现在五个方面:

- (1) 因提高燃气透平进口温度而提高了比功率。
- (2) 因允许使用更简单的材料而降低了成本。
- (3) 因减少金属壁厚度而减轻了重量。
- (4) 因减小冷却空气消耗量而提高了效率。
- (5) 因延长部件寿命而延长了发动机的服务期。

3.1 叶片冷却关键技术和基本原理

先进燃气轮机叶片的冷却技术包括叶片外部的气膜冷却和叶片内部复杂通道中的冲击冷却与强化对流冷却等多种手段。图 12.5-3 为空气冷却透平的静叶片和动叶片结构示意图。

图。表 12.5-1 给出了不同冷却方式及其应用位置和冷却效果影响因素。

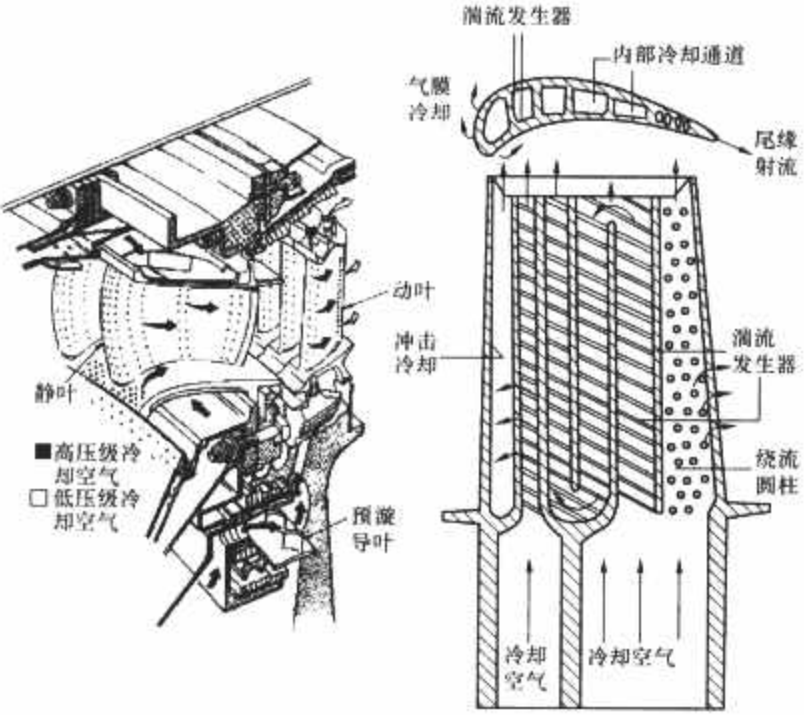


图 12.5-3 空气冷却透平静动叶片结构示意图

表 12.5-1 燃气透平叶片冷却方式及结构

冷却结构	内部冷却			外部冷却
	射流冲击冷却	带肋通道强化传热	绕流柱强化传热	气膜冷却
冷却位置	动叶前缘，静叶中弦区	叶片中部	叶片狭窄的尾缘	前缘，端壁，尾缘
冷却效果影响因素	雷诺数、射流喷嘴、密封腔室形状、射流布置、射流和冲击靶板间距、传热表面曲率、横向流动、旋转、攻角	通道的宽高比、肋的结构(肋高、间距、攻角)、流动雷诺数	冷气雷诺数、绕流柱排的几何结构(纵向肋间距比、横向肋间距比以及绕流柱排数)	气膜孔形状及位置、工质物性、雷诺数 Re 、普朗特数 Pr 、吹风比、来流湍流度

冷却空气在叶片内部进行的对流换热方式主要有三种：前缘及中部通道的射流冲击冷却，尾缘的绕流柱强化冷却和中部采用带肋扰动的蛇形通道冷却。在动叶片顶部，通常布置有若干与内部通道相通的射流孔，冷却空气从叶尖流出。从压气机引来的冷却空气经过复杂的流路从动叶片根部进入。

冲击射流冷却一般用于叶片的前缘区域和静叶的中弦区域。图 12.5-4 给出了前缘冲击射流冷却结构示意图。冲击射流结构具有两个间隔的空腔，间隔上开有小孔，内腔中的冷却空气通过小孔射流到外腔靶面（叶片表面的内壁）进行冷却。影响冲击冷却的因素很多，其中射流喷嘴尺寸与布置，射流与冲击靶板间距、靶板表面曲率等最为重要。

先进燃气透平叶片的中弦区域多采用蛇形肋壁通道，即将多个肋片湍流发生器浇铸在内部冷却流道相对的两个壁面上，以强化传热，如图 12.5-5 所示。冷却工质流过有肋片的表面时，会产生分离和再附着，分离的边界层增强了湍流混合，提高了传热系数。影响蛇形肋壁通道冷却效果的因素主要是雷诺数、通道的和肋片的几何形状及分布。研究结果表明雷诺数增大时，努塞尔数随着雷诺数的增大而减小，传热性能降低，摩擦系数随着雷诺数的增大而增大，流动阻力与损失加大。通道截面通常是矩形，也可采用三角形、圆

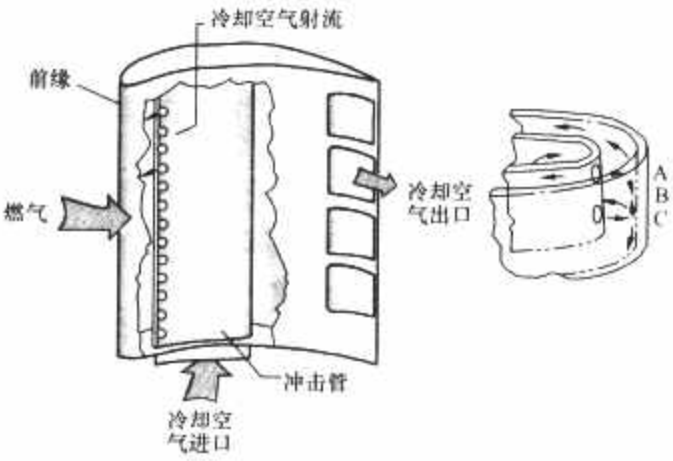


图 12.5-4 前缘冲击射流冷却结构示意图

形。肋片的断面通常是矩形，有直肋、V 形肋、间断肋等不同形状，按其通道主流方向的夹角不同有多种布置形式。动叶片旋转产生的哥氏力对通道内的流动与传热有显著影响。

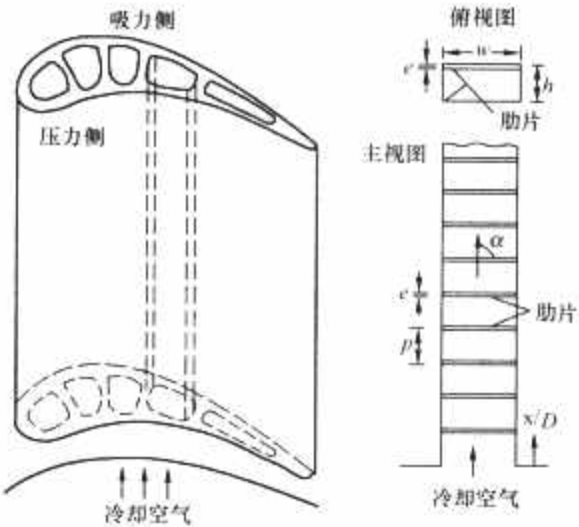


图 12.5-5 燃气透平叶片中弦区域典型的冷却工质通道及内部肋片配置

在透平叶片的尾缘区域通常采用绕流柱强化冷却，如图 12.5-6 所示。绕流柱及其排列的几何结构（纵向肋间距比、横向肋间距比以及绕流柱排数）及流动雷诺数是影响绕流柱冷却效果的重要因素。绕流柱是从连接叶片吸力面与压力面的柱状物，冷却空气流经绕流柱时会产生分离，在绕流柱下游强烈混合使得传热得到明显的增强，绕流柱本身也增加了传热面积，进一步改善了冷却效果。研究表明，在绕流柱表面的传热系数变化很剧烈，在下游排中，当地传热系数取决于绕流柱排列的方式和节距。研究还表明旋转对绕流柱传热的影响不大，但在大雷诺数工况下，绕流柱对传热的影响会相对减弱。

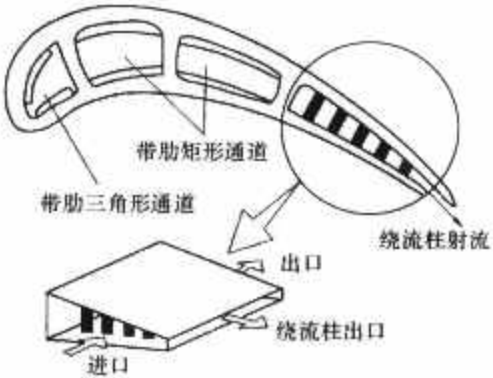


图 12.5-6 燃气透平叶片的尾缘区域绕流柱强化冷却

燃气透平叶片外部冷却是指叶片的气膜冷却。叶片外表面气膜冷却，是冷却工质从叶片表面的离散孔或缝隙喷出，在叶片表面形成一层气膜，气膜不但从壁面带走热量，又可

以将叶片与燃气隔离开来,避免叶片表面受到高温燃气的直接冲刷。叶片表面、顶部、端壁均依靠气膜冷却,叶片前缘热负荷大气膜孔比较集中,也称为喷淋冷却。图 12.5-7 为气膜冷却动叶片的照片。

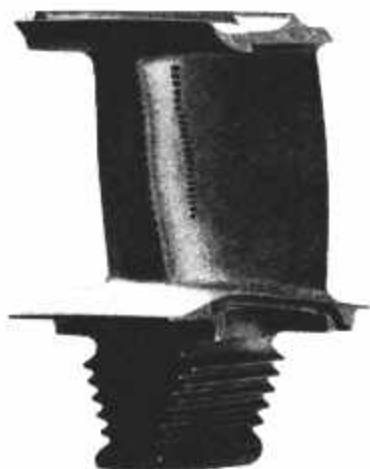


图 12.5-7 气膜冷却燃气透平叶片

气膜孔射出的冷却工质本质上是引入的二次流,冷却射流与主流燃气进行掺混带来掺混损失,造成叶栅效率的降低。影响气膜冷却效果的因素包括气膜孔的几何结构和分布、冷却工质的吹风比和密度比、主流湍流度、叶片表面的曲率和粗糙度、旋转效应、动静叶片排相对运动引起的非定常气动干扰等。在使用气膜冷却时,要求在一定的冷却工质流量下,尽量增强气膜的冷却效果和减小对叶栅气动性能的影响和掺混损失。

上述不同的透平叶片冷却方式,其基本原理大致可以归结为以下几类传热问题:平板导热、肋片导热、管道内强制对流流动和换热、空气横掠柱体、热辐射。

对于平板导热问题, $\Phi = \Delta t / [\delta / (A\lambda)]$, 热流量 Φ 为导热过程的转移量,温差 Δt 为导热过程的动力,分母 $\delta / (A\lambda)$ 为热阻,热导率 λ 由叶片材料决定, δ 和 A 分别为材料厚度和导热面积。在主流燃气温度和冷却工质温度一定的情况下,增大导热面积可以很大程度上减小热阻。

对于管道内强制对流流动和换热问题,使用最广泛的关联式为 $Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^n$, 其中 $n = 0.4$ 。可以看到,冷却工质的流速越大,换热效果越明显,这就要求冷却工质具有一定的压力;冷却工质的密度同样影响到换热特性,同时它也会影响到冷却气膜的有效分布。

冷却工质流过叶片尾部的绕流柱时,其传热机理是外部流动强制对流换热。由横掠管束换热实验关联式可以看到,绕流柱交错排列时的换热比顺排时强,绕流柱的间隙大小、冷却工质的流速及物性、冲角等都对换热有影响。

由于来流高温燃气跟叶片表面间具有一个很大的温度梯度,所以应该考虑辐射作用。热辐射主要发生在燃气透平第一级静叶的前缘和各级叶片的表面。在叶片前缘和表面形成的冷却气膜有遮热作用,可以极大程度降低高温燃气对燃气透平叶片的辐射换热。

3.2 叶片内部带肋通道的强化传热冷却

带肋通道强化传热广泛应用于燃气透平叶片的中弦区域,将多个肋片端流发生器浇铸在内部冷却流道相对的两个壁面上,冷却工质流过有肋片的表面时,会产生分离和再附着,提高了传热系数。分离的边界层增强了湍流混合,因而靠近表面的热量可以更有效地散入主流中。

当燃气透平进口燃气温度较低时,可以采用简单的径向直内冷通道,在光滑直内冷通道中,表面传热系数较低,所

以降温效果也有限,当冷气用量为 2% 时,一般可使叶片降低 80~140℃。对于光滑圆形通道、常物性及充分发展湍流传热,可用 Petukhov-Kirillov 关系式

$$Nu = \frac{(C_f/2) Re Pr}{1.07 + 12.7 (C_f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (12.5-5)$$

适用范围: $10^4 < Re < 5 \times 10^6$, $0.5 < Pr < 2000$, 误差基本上在 10% 以内。计算时,定性温度采用流体的平均温度,定性速度采用流体入口平均速度,特征尺度为管径,范宁摩擦系数 $C_f = \tau_w / 0.5 \rho u^2$ 。

光滑管的流动阻力计算可采用 Karman-Nikuradse 关系式

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = -0.4 + 1.737 \ln Re \sqrt{C_f} \quad (12.5-6)$$

适用范围: $1 \times 10^4 < Re < 3 \times 10^6$ 。

当叶片内冷通道内温度变化很大时,采用上面的常物性公式将不能准确估计换热和流动阻力,此时可对常物性公式作修正

$$\frac{Nu}{Nu_{cp}} = \left(\frac{T_w}{T_f} \right)^n$$

$$\frac{C_f}{C_{fcp}} = \left(\frac{T_w}{T_f} \right)^m$$

式中: T_w 和 T_f 分别是壁温和流体平均温度,下标 cp 表示物性。

对于气体介质且被加热的情况下

$$n = - \left[\lg \left(\frac{T_w}{T_f} \right) \right]^{1/4} + 0.3$$

适用范围: $1 < T_w/T_f < 5$, $0.6 < Pr < 0.9$, $10^4 < Re < 10^6$, $L/d > 40$ 。在 $1 < T_w/T_f < 3.7$ 范围内 $m = -0.52$ 。

当内冷通道采用多腔设计时,换热面积将增加,此时可采用下式考虑表面传热系数的增加

$$\frac{h}{h_0} = \left(\frac{N}{N_0} \right)^{0.1}$$

式中: N 为通道数。

出于强化换热的考虑,通常对通道内壁进行粗糙处理,对带横向肋的圆管,工程上常采用的一个换热经验关系式为

$$St = \frac{C_f/2}{1 + \sqrt{\frac{C_f}{2}} \left[4.5 (H^+)^{0.28} Pr^{0.57} - 0.95 \left(\frac{s}{H} \right)^{0.53} \right]} \quad (12.5-7)$$

式中:粗糙度雷诺数为 $H^+ = \frac{H}{d} Re \sqrt{\frac{C_f}{2}}$, 使用范围 $H^+ > 25$ 。

试验结果得到关于横肋强化换热的矩形通道的研究结论是:

(1) 努塞尔数在进口 3 倍水力直径后就基本上达到沿流向相同的周期分布。

(2) 依据 α 、 H/d_H 、 s/h 和 Re 等参数,肋强化通道的努塞尔数比同样的光滑通道高 2~3 倍。两侧光滑面的局部换热效果也由于相邻两带肋面的作用而得到强化,试验结果显示强化的幅度达 20%~25%。

(3) 在较宽的雷诺数范围内, ($8000 < Re < 80\,000$), 雷诺数或者通道高宽比的增加导致努塞尔数比的下降。而在相同雷诺数下,肋高的增加导致努塞尔数比的上升。

(4) 在流动阻力一定的条件下, 小 α 通道换热增强的幅度大于高 α 通道。

(5) 在强化换热的同时, 摩擦系数的增加显著, 肋通道 C_f 与光滑通道 C_f 之比往往大于努塞尔数之比。

对于吸力面和压力面带横肋的矩形通道, 计算范宁摩擦系数可采用下式

$$R^* = \sqrt{\frac{2}{C_f + \alpha(C_f - C_{f0})}} + 2.5 \ln \left[\left(\frac{2H}{d_H} \right) \frac{2}{1+\alpha} \right] + 2.5 \quad (12.5-8)$$

式中: C_{f0} 为光滑圆形通道摩擦系数, $C_{f0} = 0.046 Re^{-0.2}$ 。

摩擦粗糙度函数的经验关系式为

$$R^* = 1.429 \left(\frac{s}{H} \right)^{0.35}$$

在求出摩擦系数 C_f 后, 换热计算可使用下式为

$$G^* = R^* + \left[\frac{C_f + \alpha(C_f - C_{f0})}{2St} - 1 \right] \left[\frac{C_f + \alpha(C_f - C_{f0})}{2} \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (12.5-9)$$

传热粗糙度函数经验关系式为

$$G^* = 3.7 (H^+)^{0.28}$$

粗糙度雷诺数

$$H^+ = \left(\frac{H}{d_H} \right) Re \left(\frac{C_f}{2} \right)^{1/2}$$

式中: St 为沿通道中心线平均斯坦顿数。上述关系式适用范围: $H^+ \geq 50$, $0.078 \geq H/d_H \geq 0.021$, $20 \geq s/H \geq 10$, $1 \geq \alpha \geq 0.25$, $80\,000 \geq Re \geq 8000$ 。

在叶片内冷通道中除了使用横肋, 也广泛使用斜肋。常用的斜肋角度主要是 30° , 45° 和 60° 。对于 45° 和 60° 的肋片, 传热强化比大约为3, 然而压降为4~8倍。小宽高比通道的特性要比大宽高比通道的好。横肋在小宽高比时的传热和压降增加都是最小的。在宽高比为2和4时, 30° 的肋片传热的强化最差。

当通道为方形时, 可采用下列公式计算斜肋传热和阻力系数

$$\begin{aligned} \sqrt{\frac{2}{C_f}} &= R^* - 2.5 \left[\ln \left(\frac{2H}{d_H} \right) + 1 \right] \\ R^* &= (0.003h^+)^n \left(\frac{s}{10H} \right)^{0.35} \left[15.6 - 21.6 \left(\frac{\phi}{90} \right) + 21.1 \left(\frac{\phi}{90} \right)^2 \right] \\ \frac{C_f}{2St} &= 1 + \sqrt{\frac{C_f}{2}} (G^* - R^*) \\ G^* &= 3.74 (H^+)^{0.28} \left(\frac{\phi}{90} \right)^{0.3} \\ G_R^* &= 2.83 (H^+)^{0.28} \left(\frac{\phi}{90} \right)^{0.3} \left(\frac{s}{10H} \right)^{0.14} \\ St &= \frac{St_R + St_S}{2} \\ St_R &= \frac{C_f}{[(G_R^* - R^*) (2C_f)^{0.5} + 2]} \quad (12.5-10) \end{aligned}$$

式中: ϕ 为斜肋与气流流动方向的夹角; St_R 为带肋边的平均斯坦顿数; St_S 为光滑边的平均斯坦顿数; St 为通道总的平均斯坦顿数。当 $\phi \geq 45^\circ$ 时, $n=0$; 当 $\phi < 45^\circ$ 时, $n=0.1$ 。

对于带斜肋的矩形通道, 其强化换热可以采用下列公式计算

$$\sqrt{\frac{2}{C_f}} = R^* - 2.5 \ln \left(\frac{2H}{d_H} \right) - 2.5 \ln \frac{2}{1+\alpha} - 2.5$$

$$\begin{aligned} R^* &= \left(\frac{s}{10H} \right)^{0.35} \alpha^\kappa \left[12.31 - 27.07 \left(\frac{\phi}{90} \right) + 17.86 \left(\frac{\phi}{90} \right)^2 \right] \\ G^* &= 2.24 \alpha^{-0.1} (H^+)^{0.35} \left(\frac{\phi}{90} \right)^m \left(\frac{s}{10H} \right)^n \\ \frac{C_f}{2St} &= 1 + \sqrt{\frac{C_f}{2}} (G^* - R^*) \quad (12.5-11) \end{aligned}$$

式中: 当 $\phi=90^\circ$ 时, $\kappa=0$; 当 $\phi < 90^\circ$ 时, $\kappa=0.35$; 当 $\alpha > 2$ 时 $m=0.35$, $n=0.1$; 对于方形通道, $m=0$, $n=0$ 。适用范围: $0.078 \geq H/d_H \geq 0.047$, $20 \geq s/H \geq 10$, $10^5 < Re < 5 \times 10^5$ 。

对不同几何形状截面的肋片进行比较表明, 正方形截面肋片上游的努塞尔数比最大, 而在下游处的努塞尔数比则最小, 半圆形截面肋片的努塞尔数分布最均匀。所有肋片的最大传热系数值在气流分离处产生。正方形截面肋片的平均努塞尔数比最大, 性能最好, 而半圆形截面的平均努塞尔数比最小, 性能最差。在不同的阻塞比情况下, 对于圆边缘和尖边缘形状肋片, 努塞尔数值接近, 而尖边缘情况下的摩擦系数比圆边缘情况下的高很多。

肋片间距的变化影响传热系数, 间距变大导致传热系数降低。肋片的方向可以斜着布置成与主流呈一定的角度。在有斜置肋片的情况下, 小宽高比通道的特性要比大宽高比通道的好。在大宽高比的情况下, 采用直肋片使传热系数明显增加, 而斜置肋片则可能导致传热系数的降低。

带肋通道的冷却也受到气膜冷却孔抽气的影响。对不同抽气比(孔的平均出口速度与通道平均速度的比)的情形进行了研究。结果表明, 抽气孔提高了孔附近区域的传热系数, 即使不存在抽气的情况下, 孔也起着扰流作用, 影响传热特性。随着气膜冷却孔流量的增加, 开始时传热增大, 然后随着气膜冷却孔流量的继续增大而降低。一般说来, 抽出20%~25%的主流流量用于气膜冷却不会对带肋通道的冷却性能造成明显的影响。

3.3 燃气透平叶片内部射流冲击冷却与绕流柱强化传热冷却

燃气透平叶片的前缘区域热负荷很高, 为降低前缘材料承受的温度, 必须采取有效的冷却技术, 以提高叶片寿命。冲击射流是提高局部传热系数最有效的方法之一。对于静叶, 其强度要求要远低于动叶, 所以静叶的中弦区域也可以采用冲击射流冷却。

冷却射流可定义为自圆孔或槽缝中喷射出来, 并冲击在传热表面上的高速冷却剂质量流。冲击冷却射流的形态可分为圆形和槽缝形两类。冷却射流的流场包括自由射流区、驻点流动区和壁面射流区三个区域。影响射流冲击冷却性能的主要因素有: 雷诺数、射流喷嘴和密封腔室的形状、射流的位置、射流和冲击靶板之间的间距、传热表面曲率、横向流动、旋转效应以及冲击角度。

图12.5-8是燃气透平第一级进口导叶冷却射流的布置简图。射流冲击结构通常有内外两个腔室, 用带有穿孔的隔层隔开。其中内腔室冷却空气压力高于外腔, 外腔室则经受冲击效应, 受冲击的部位也称为冲击靶面。显然, 内腔压力是比较均匀的, 而离散布置的射流在内外腔室之间的流场以及冲击靶面的对流换热则呈现十分复杂的特征。

3.3.1 单股射流的流动和传热特性

Goldstein等人发表了对单股冲击射流的平均努塞尔数关联式, 对于恒定表面热流密度, 有 $Nu/Re^{0.76} = [A - |Z/D - 7.75|] / [B + C(R/D)^{1.285}]$

对于恒定表面温度，有
$$Nu/Re^{0.76} = [A - |Z/D - 7.75|]/[B + C(R/D)^{1.394}]$$

式中：参数 A、B 和 C 分别为 24、533 和 44；Z 为射流喷嘴与靶板间距；D 为射流直径；R 为离射流几何中心的径向距离。

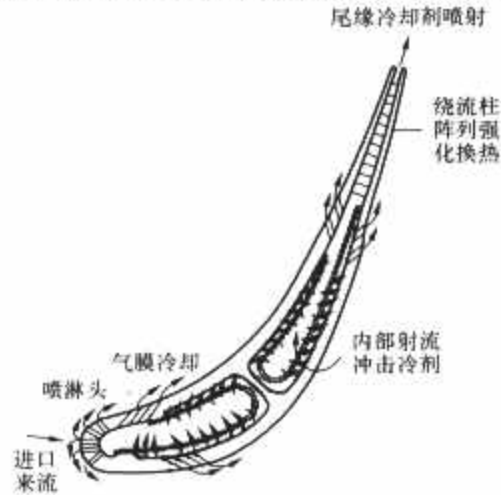


图 12.5-8 燃气透平第一级进口导叶冷却射流的布置简图

冲击射流强化传热的效果可以采用如下的有效度来表征。即

$$\eta = (T_{aw} - T_r) / (T_j - T_{\infty})$$

式中： T_{aw} 为绝热壁温； T_r 为恢复温度； T_j 为射流总温； T_{∞} 为室温。

有效度越高表示绝热壁温减小，冷却越好。射流喷嘴与靶板间距越小，射流的有效度就越高。

3.3.2 叶型中弦区的射流冲击冷却

叶型中弦区的射流冲击冷却结构如图 12.5-9 所示。由图 12.5-9 可见，冲击靶表面带有曲率，而冲击射流沿叶型的分布是不均匀的。叶型中弦区的射流冲击冷却是一组射流，对大多数叶型中弦区射流冲击冷却分析而言，都假定靶表面是平面，且与冲击射流的方向垂直。这种多股射流的布置可以顺排和叉排两种射流阵列结构。多股射流与单股射流在效能上差异的主要原因是相邻射流所产生的横向流动。横向流动可能改变相邻射流的性能，从而影响射流冲击的强化传热效果。



图 12.5-9 叶型中弦区的射流冲击冷却结构图

Krecher 和 Tabakoff 给出了平板上多排冲击射流的努塞尔数分布的关联式。定义为

$$\phi_1 = Nu_D Re_D^m Pr^{-1/3}$$

式中： Nu_D 为无横向流时，依据射流直径得出的平均努塞尔数； Re_D 为射流雷诺数。

ϕ_1 按射流与靶面间距为一个射流直径时确立。即
$$\phi_2 = \frac{Nu_{有横向流}}{Nu_{无横向流}} = f\left(\frac{\text{横向流质量流量}}{\text{射流质量流量}} \times \frac{\text{射流到平板距离}}{\text{射流直径}} Re_D\right)$$

冲击冷却努塞尔数可以利用两个参数的函数式，并使用射流与靶面的无量纲间距有关的修正因子，按下式计算

$$Nu_D = \phi_1 \phi_2 Re_D^m Pr^{1/3} \left(\frac{Z}{D}\right)^{0.091} \quad (12.5-12)$$

Florschuetz 等研究了顺排与错排布置时多排射流的努塞尔数比，给出了如下冲击传热关联式

$$\frac{Nu}{Nu_1} = 1 - C \left(\frac{x_n}{d}\right)^{n_x} \left(\frac{y_n}{d}\right)^{n_y} \left(\frac{z_n}{d}\right)^{n_z} \left(\frac{G_c}{G_j}\right)^n \quad (12.5-13)$$

式中：正则化努塞尔数如下

$$Nu = 0.363 \left(\frac{x_n}{d}\right)^{-0.554} \left(\frac{y_n}{d}\right)^{-0.422} \left(\frac{z_n}{d}\right)^{0.068} Re_j^{0.727} Pr^{1/3} \quad (12.5-14)$$

公式中的常数取决于排列方式，其值如表 12.5-2 所示。

表 12.5-2 顺排与错排布置时多排射流的努塞尔数比计算公式中的常数取值表

射流排	C	n_x	n_y	n_z	n
顺列	0.596	-0.103	-0.38	0.803	0.561
错列	1.07	-0.198	-0.406	0.788	0.660

叶型中弦区的射流冲击冷却的有效度定义

$$\eta = (T_{aw} - T_j) / (T_{cr} - T_j)$$

式中： T_{aw} 为绝热壁温； T_{cr} 为初始横向流动的温度； T_j 为射流总温。

根据有效度的定义，关于叶型中弦区射流冲击冷却效果可以得到以下结论：

- (1) 射流冲击冷却有效度随沿横向流动方向度量的距离而降低。
- (2) 在小射流喷嘴与壁面间距的条件下，特性射流的努塞尔数向着第二峰值递增，而较大射流喷嘴与壁面间距下，特定射流的努塞尔数分布基本上不受邻近射流的影响。
- (3) 倾斜射流的传热系数要比直射流的低。
- (4) 射流喷出孔和冷却剂引出孔成叉排和顺排布置，叉排的射流冲击强化传热性能优于顺排的射流冲击强化传热性能。

图 12.5-10 和图 12.5-11 所示的两个关联参数用来关联存在横向流时的努塞尔数分布。

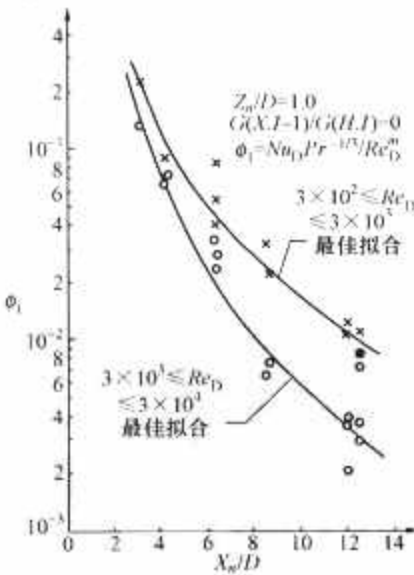


图 12.5-10 ϕ_1 为常数时的传热系数的关联

3.3.3 叶型前缘的射流冲击冷却

燃气透平叶型前缘的射流冲击冷却采用多股射流阵列方案。燃气透平叶片前缘大的曲率导致冲击射流的转弯很大，流道的曲率改变了横向流的流型，前缘的传热系数也不同于平板表面的传热系数。平均努塞尔数随着射流孔至靶面间距的扩大而减小，靶面曲率的增大使得传热系数增大。射流间距的增大使平均努塞尔数减小。研究结果表明，小曲率半径前缘的努塞尔数分布较平滑弯曲前缘的更均匀。图 12.5-12

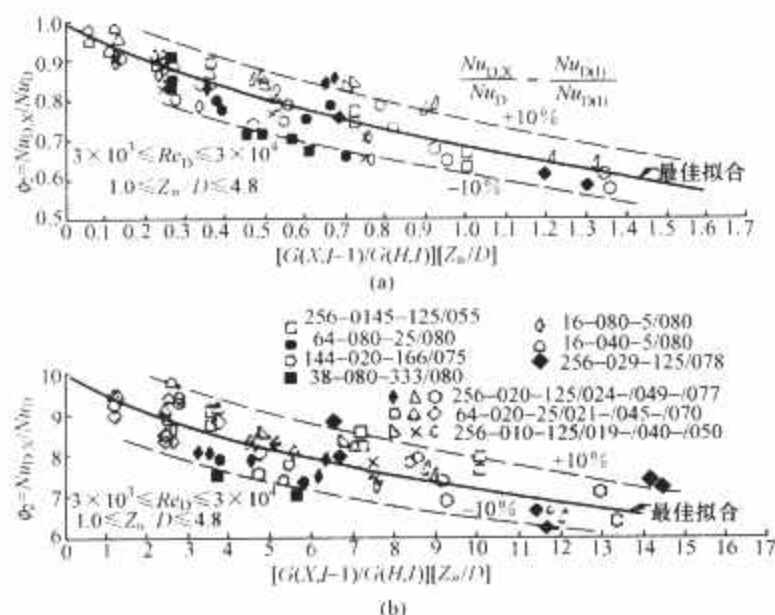


图 12.5-11 基于衰减参数 ϕ_2 的冲击传热系数的关联

(a) $3 \times 10^3 \leq Re_D \leq 3 \times 10^4$ $1.0 \leq Z_0/D \leq 4.8$;

(b) $3 \times 10^2 \leq Re_D \leq 3 \times 10^3$ $1.0 \leq Z_0/D \leq 4.8$

给出了在不同的射流至靶面间距情况下, 平均努塞尔数随雷诺数的变化情况。

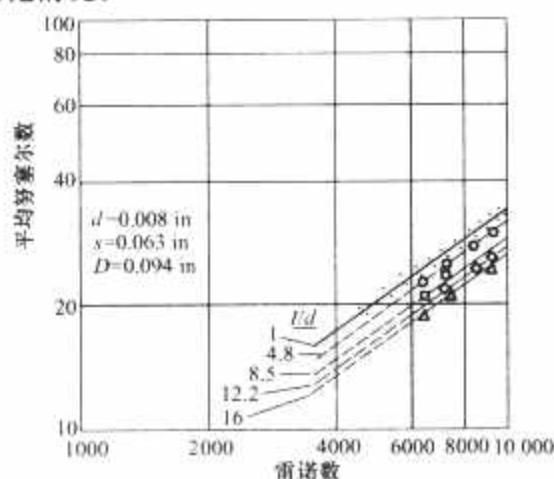


图 12.5-12 前缘冲击试验的平均努塞尔数分布

在参数范围内, 得到的最佳拟合关联式为

$$Nu_{avg} = 0.63 Re^{0.7} \left(\frac{d}{s}\right)^{0.5} \left(\frac{d}{D}\right)^{0.6} \times \exp\left[-1.27\left(\frac{l}{d}\right)\left(\frac{d}{s}\right)^{0.5}\left(\frac{d}{D}\right)^{1.2}\right] \quad (12.5-15)$$

滞止处的努塞尔数为

$$Nu_{stag} = 0.44 Re^{0.7} \left(\frac{d}{s}\right)^{0.8} \times \exp\left[-0.85\left(\frac{l}{d}\right)\left(\frac{d}{s}\right)\left(\frac{d}{D}\right)^{0.4}\right] \quad (12.5-16)$$

式中: l 为射流至靶面间距; d 为射流直径; s 为射流孔间距; D 为靶面直径。

3.3.4 旋转对射流冲击冷却的影响

Akella 和 Han 采用实验方法研究旋转对平滑射流冲击冷却性能的影响。试验结果表明, 不管正转还是反转, 努塞尔数都是随着转速的增加而按线性规律降低, 正转时的性能比反转时稍好一些。平滑射流冲击通道的平均努塞尔数随对数射流雷诺数而成线性变化。在流程中附加斜角肋可强化传热特性, 由附加斜角肋而带来的努塞尔数的增加与射流雷诺数的函数关系是非线性的。在比较高的射流雷诺数的情况下, 传热强化更显著些。

3.3.5 尾缘绕流柱强化换热冷却

在叶片的尾缘区域采用绕流柱来强化换热冷却。对绕流

柱冷却主要影响因素有: 冷气雷诺数和绕流柱排的几何结构(纵向肋间距比、横向肋间距比以及绕流柱排数)。每根绕流柱所产生的尾流增加了自由流的湍流度, 对安装绕流柱的端壁表面上的边界层进行扰动, 改善了传热特性, 绕流柱本身也增加了传热面积。在大雷诺数工况下, 绕流柱对传热的影响会相对减弱。燃气透平叶片的绕流柱传热既包括绕流柱的传热, 也包括端壁的传热。研究表明, 在圆柱形绕流柱表面的传热系数变化很剧烈, 在下游排中, 当地传热系数的变化取决于排列的配置和绕流柱配置的节距。

除直圆柱设计, 立方形柱和菱形柱可以提高表面传热系数。改变柱的形状, 传热强化的趋势并不改变。随着排数的增加, 传热系数一开始增加, 然后降低到充分发展的值。在进口附近, 立方形柱的传热系数要比菱形柱高。对比三者的传质系数和压力损失系数, 发现立方形柱的传热系数最高, 圆柱最低, 而立方形和菱形绕流柱相应的压力损失系数都比圆柱的压力损失系数要高。叶片后缘流动通道中的流动是加速的。传热的结果一般按排平均值计, 加速流动促进了传热系数的增加。

对于交错绕流柱排的换热计算, 可以使用下面的平均努塞尔数公式为

$$Nu_{av} = Re^{0.8} Pr^{1/3} (0.023 + \{4.143 \exp[-3.094(d/S_y)] - 0.89(S_y/H)^{0.5073}\}) / Re^{0.2946} \quad (12.5-17)$$

式中: 雷诺数的特征长度为整个流道的当量直径, 定义式为

$$d_H = \frac{2(S_y - d)H}{S_y - d + H}$$

式中: H 为绕流柱高。适用范围: $2 \times 10^3 \leq Re_{d_H} \leq 3.0 \times 10^4$ 。

Metzger 等提出了适用于不同几何结构形式的多个换热准则公式

$$Nu_{av} = 0.092 Re^{0.707} \quad (12.5-18)$$

适用范围: $S_x/d = 1.5, S_y/d = 2.5, H/d = 1.0, 1 \times 10^3 \leq Re \leq 1.0 \times 10^5$ 。

$$Nu_{av} = 0.069 Re^{0.728} \quad (12.5-19)$$

适用范围: $S_x/d = 2.5, S_y/d = 2.5, H/d = 1.0, 1 \times 10^3 \leq Re \leq 1.0 \times 10^5$ 。

$$Nu_{av} = 0.135 (S_x/d)^{-0.34} \quad (12.5-20)$$

适用范围: $S_x/d = 1.5 - 5.0, S_y/d = 2.5, H/d = 1.0, 1 \times 10^3 \leq Re \leq 1.0 \times 10^5$ 。

3.4 燃气透平叶片气膜冷却

相对于叶片内部靠对流冷却带走热量, 气膜冷却不但从壁面带走热量, 而且直接将叶片表面跟热气隔离, 降低了叶片表面热负荷。通常, 设计者需要获得采用气膜冷却时部件表面承受的净热负荷。

无气膜冷却情况下的表面热负荷用热通量来表示

$$q_0'' = h_0 (T_g - T_w) \quad (12.5-21)$$

式中: h_0 为表面传热系数; T_w 和 T_g 分别为壁面和来流的燃气温度。

气膜温度用 T_f 表示, 当气膜被喷到表面上时, 它是燃气温度 T_g 和冷却工质温度 T_c 的混和温度。即

$$q_f'' = h(T_f - T_w) \quad (12.5-22)$$

式中: h 为有气膜冷却射流情况下的表面传热系数。

定义气膜冷却有效度为

$$\eta = \frac{T_g - T_f}{T_g - T_c} \quad (12.5-23)$$

气膜冷却的效果, 应该使热负荷比 q''/q''_0 小于 1。

$$\frac{q''}{q''_0} = \frac{h}{h_0} \frac{T_i - T_w}{T_g - T_w} = \frac{h}{h_0} \left(1 - \eta \frac{T_g - T_c}{T_g - T_w} \right) \quad (12.5-24)$$

有两种方法来确定有气膜冷却时表面的热负荷降低值。一种是叠加方法, 需要测量表面的实际温度和燃气温度来计算传热量。表面使用气膜冷却和不使用气膜冷却两种情况都要进行试验。通常, 采用一个称斯坦顿降低系数 SNR 的参数来表示射流的效果

$$\text{SNR} = 1 - \frac{St_f}{St_{nf}} \quad (12.5-25)$$

另一种较常使用的方法是绝热壁面有效度方法。绝热壁面有效度和传热系数通过不同的试验确定。然后带入式 (12.5-24) 获得热负荷的降低值。

影响气膜冷却性能的因素主要有: 主流 Re 数、 Pr 数, 叶片尾迹、旋转等外部因素; 气膜孔的尺寸、形状、位置以及喷射角度, 壁面曲率等几何结构因素; 冷却气体的密度, 质量流量等气体属性。

3.4.1 平板中的气膜冷却

平板模型可以用来相对容易地研究各个参数的影响, 早期的研究也表明, 平板模型中得到的结果, 经过少许修正就可以应用到实际的发动机设计中。

3.4.1.1 气膜射流对传热系数的影响

冷却射流和主流的混合, 使得气流扰动增强, 会增加气膜孔周围的传热系数。通常, 射流对气膜孔上游的壁面传热系数没有影响, 在孔侧面, 主流与射流的相互作用会产生较强的切应力, 这导致较高传热系数的出现。最高传热系数出现在孔下游射流附着到壁面的地方。传热系数比随着离射流孔距离的增大而减小。大约在距离射流孔 15 个孔径的下游处, 气膜冷却的作用消失。

吹风比 M 是气膜冷却的重要参数, $M = \frac{\rho_c u_c}{\rho_g u_g}$ 。图 12.5-13 给出了射流角为 35° 和 90° 时传热系数比随吹风比的变化关系。可以看出在低吹风比下, 传热系数比接近于 1, 高吹风比下传热系数比增大。

冷却工质与主流的密度比对传热系数也有一定的影响。在相同的吹风比下, 低密度的冷却工质具有较高的传热系数。图 12.5-14 给出了密度比对气膜冷却有效度的影响。在密度比低于 1 时, 有效度随着吹风比的增加而减小, 当密度

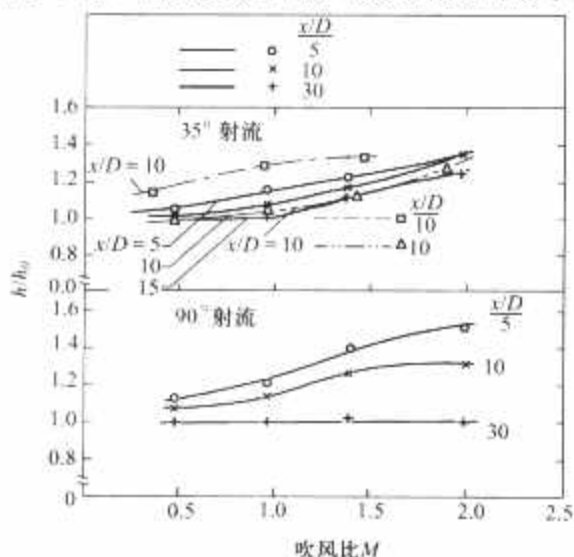


图 12.5-13 传热系数比 h/h_0 随着吹风比 M 的变化

比增加后, 有效度峰值在更高的吹风比时取得。在相同的吹风比时, 高密度的射流更容易保持在表面处。

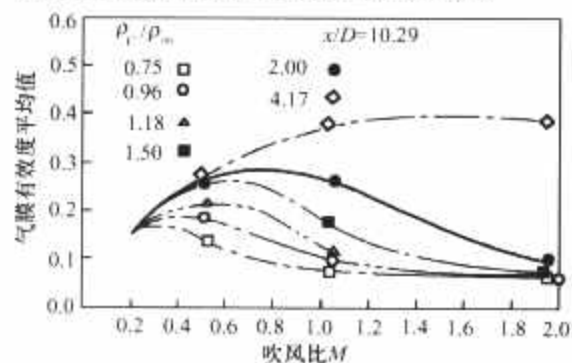


图 12.5-14 不同冷却工质密度比下, 吹风比对气膜有效度的影响

当主流存在加速度时, 传热将会受到影响。图 12.5-15 给出了零压力梯度和高压压力梯度时的换热结果。加速的影响与吹风比有关, 影响最大时可以将传热系数比减小到 25%。整理的关联式如下

$$\begin{aligned} \frac{\bar{h}}{h_0} &= 1.0 - 0.04 (K \times 10^6) \\ &= 1.025 + 0.35 \exp \left[-0.5 \frac{x}{D} \left(\frac{u_c}{u_{\infty}} \right)^{-4/3} \right] \end{aligned} \quad (12.5-26)$$

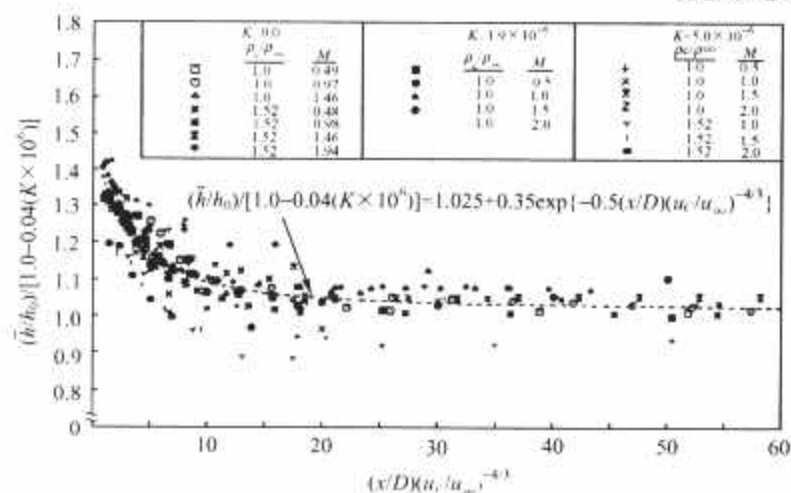


图 12.5-15 35° 射流时, 传热系数比的关联

孔型和喷射角度对传热系数也有很大的影响。图 12.5-16 和图 12.5-17 给出了三种不同的孔结构及其传热系数测量结果, 可以看出单一角度圆形孔的传热系数比值最高, 而另外两种成形孔可以大大降低传热系数。对于圆孔, 吹风比越低, 传热系数比也越低。而对于另外两种成形孔, 最低的传热系数比出现在中等吹风比情况下。在吹风比较低时, 气膜孔形状的影响不太明显。而在高吹风比时, 扩张孔则可以给气膜冷却表面提供更好的保护。当采用单排孔时, 复合斜孔射流的气膜冷却有效度比单一角度孔的要高。

3.4.1.2 气膜射流对有效度的影响

前面已经提到, 要确定壁面传热量的变化, 除了传热系数的变化外, 还必须确定气膜冷却有效度。上面提到的对传热系数有影响的各种参数对气膜冷却有效度同样存在影响。

平板绝热壁面气膜冷却有效度可以简单采用下列公式

$$\eta_t = \frac{T_g - T_{nw}}{T_g - T_c} = \frac{1.9 Pr^{2/3}}{1 + C_m \left(\frac{X}{M} \right)^{c_{pg}}} \quad (12.5-27)$$

式中: M 为吹风比; X 为下游无因次距离; $X = x/S$; C_m 为湍流混合系数, 其值变化范围比较大, 可采用下式确定

$$C_m = 0.329 \beta (Re_{xg})^{-0.2}$$

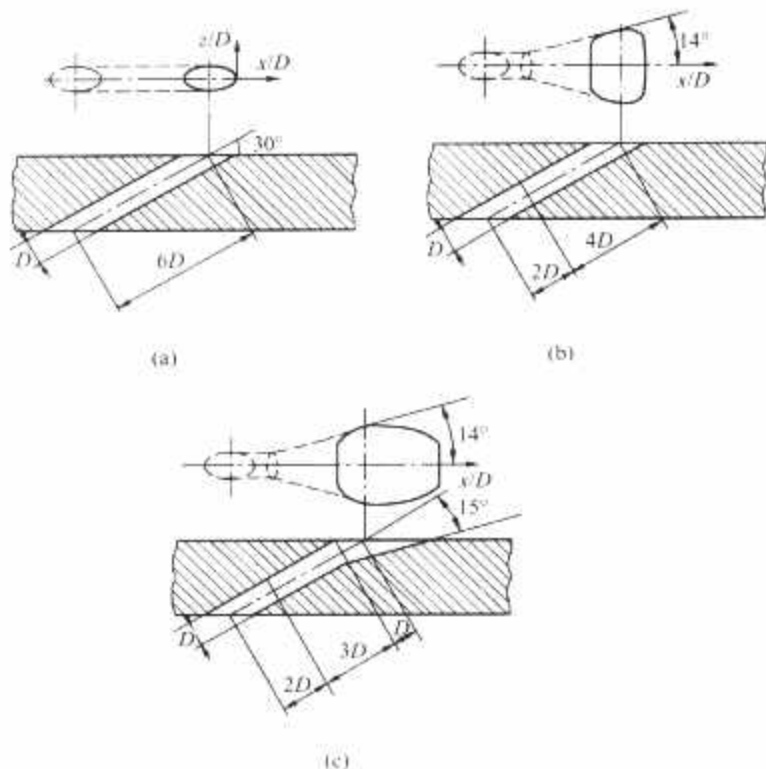


图 12.5-16 三种气膜冷却孔

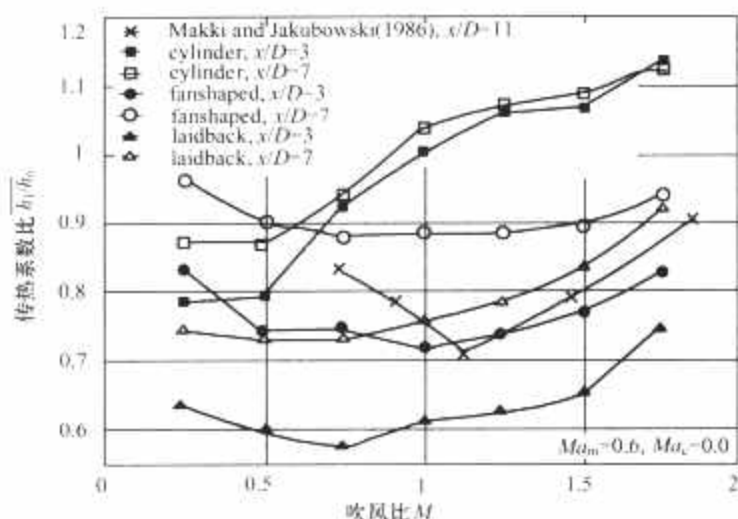


图 12.5-17 三种孔型的侧向传热系数平均值

式中: $\beta = 1 + 1.5 \times 10^{-4} Re_{sc} \frac{\mu_c}{\mu_g} \sin \alpha$; $Re_{sc} = \frac{\rho_g u_g}{\mu_g}$; $Re_{sc} = \frac{\rho_c u_c S}{\mu_c}$

上述公式在 X 较大时适用, 当 X 较小时, 计算结果可能大于 1, 此时可以取 1。事实上, 气膜冷却有效度与吹风比等呈现比较复杂的关系, 很难用统一的公式得到准确的结果。

在不同位置气膜孔流量系数分布规律有较大区别, 孔排位置一定时, 流量系数主要由吹风比决定。在同一吹风比下, 高密度的射流较低密度的射流更容易保持在表面处, 低密度射流的动量较高, 这就使得射流容易离开表面, 从而造成气膜有效度降低。而在密度为常数时, 气膜有效度随着吹风比的增加而增加并且达到一个峰值 (此时的吹风比为最佳吹风比), 吹风比继续增加时, 有效度开始下降。冷却射流的密度比也是气膜扩展和掺混的重要影响因素, 它通常跟吹风比被综合考虑, 也就是动量比对气膜冷却特性的影响。图 12.5-18 表示不同吹风比时缝射流气膜冷却有效度与孔距离的关系。不管吹风比多大, 在 5~6 倍孔径之内, 气膜冷却有效度均接近于 1, 之后气膜冷却有效度变化比较平缓, 然后快速下降。吹风比越大, 气膜覆盖的距离越长。

流向表面曲率对燃气透平叶片的气膜冷却也有很重要的影响。一般来说, 压力面上的气膜有效度比吸力面上的值低

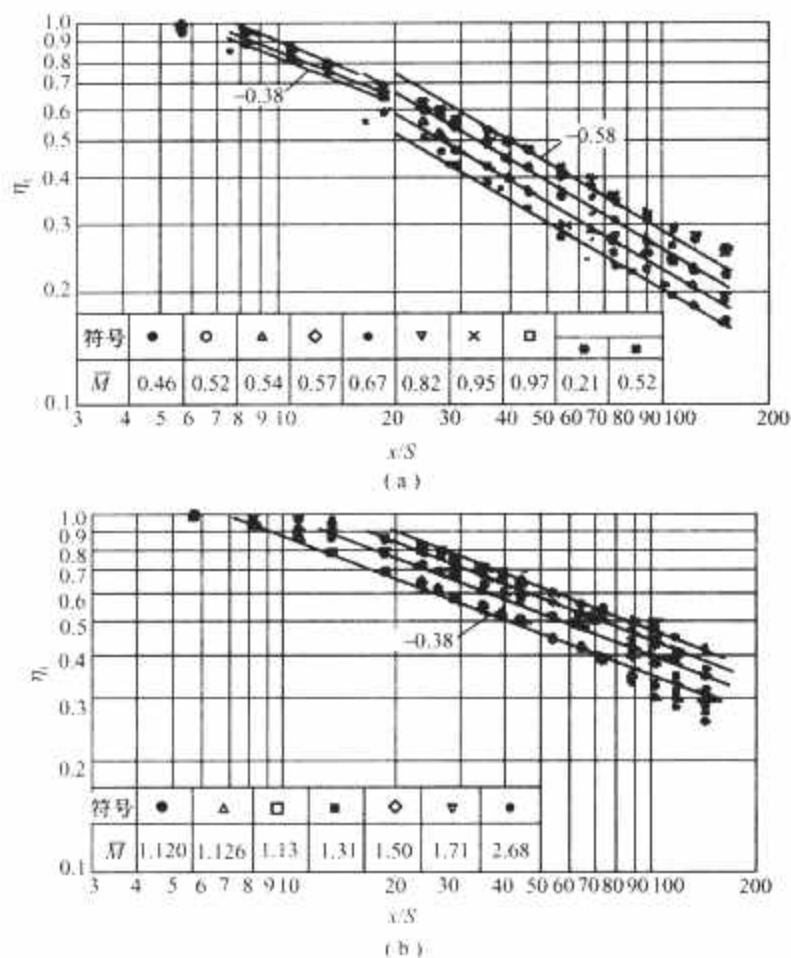


图 12.5-18 缝射流气膜冷却效果与 x/S 的试验关系

(a) $M < 1$; (b) $1 < M < 2.7$

得多。图 12.5-19 对不同吹风比下压力面和吸力面的气膜有效度分布进行了比较。在吹风比 0.2 时, 与吸力面不同的是, 压力面气膜有效度的最大值紧邻射流孔下游处产生。在吹风比 0.5 时, 吸力面气膜有效度随着密度比的增加而减小, 压力面气膜有效度随着密度比增加而增大。研究还表明, 吸力面上气膜有效度的最高值在动量通量比为 0.5~1.0 间取得, 而压力面上的影响完全不同, 压力面上的气膜有效度随着动量通量比的增加而增大。在吸力面上, 低动量通量比时气膜有效度高, 而在压力面上, 则是高动量通量比时气膜有效度高。

湍流强度在透平中是一个不可忽视的因素。在没有其他参数影响下, 在平板上进行的气膜冷却有效度研究表明: 在高吹风比时, 湍流强度的影响比较小; 在低吹风比时, 增加湍流强度, 会显著降低近邻孔下游的气膜冷却有效度, 在下游较远处影响减弱。

孔的长径比对冷却气进入和在孔内部的流动情况有影响, 因而也影响了气膜冷却的效率。研究发现随着孔长的增大, 孔出口速度变得均匀, 冷却效率上升, 而孔长较短时, 孔出口的速度分布明显受入口射流分布的影响变得很不均匀, 导致冷却效率较低。

燃气透平叶片表面的光洁程度随着燃气透平的连续运行而降低, 叶片表面新增的粗糙度会影响初始设计的传热和气膜冷却特性。较小的粗糙元比较大的粗糙元能更多地降低气膜有效度, 即使表面粗糙度没有使气膜有效度显著降低, 也可以提高传热率, 从而影响叶片表面的热通量。但随着动量通量比的提高, 表面粗糙度的影响不断减小, 以至于忽略不计。

3.4.2 静叶中的气膜冷却

喷嘴静叶处于燃烧室出口的下游, 承受着最高的通道燃气温度, 十分需要一个相当有效的冷却系统来保证静叶的安全。图 12.5-20 是一个典型的气膜冷却静叶片, 叶片表面采用全气膜冷却, 前缘布置较多的气膜孔, 压力面和吸力面各

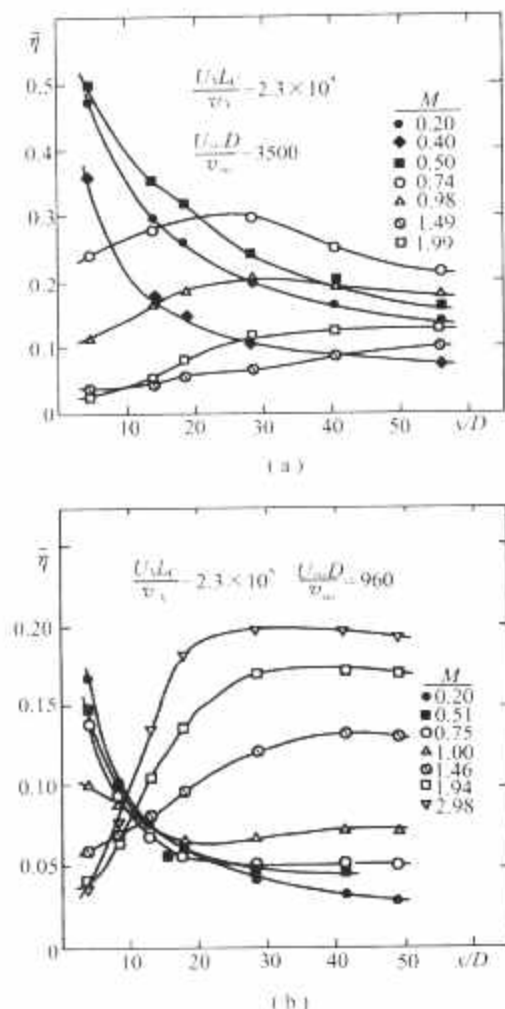


图 12.5-19 吸力面及压力面上侧向
平均气膜冷却有效度
(a) 吸力面; (b) 压力面

布置 1~2 排气膜孔。

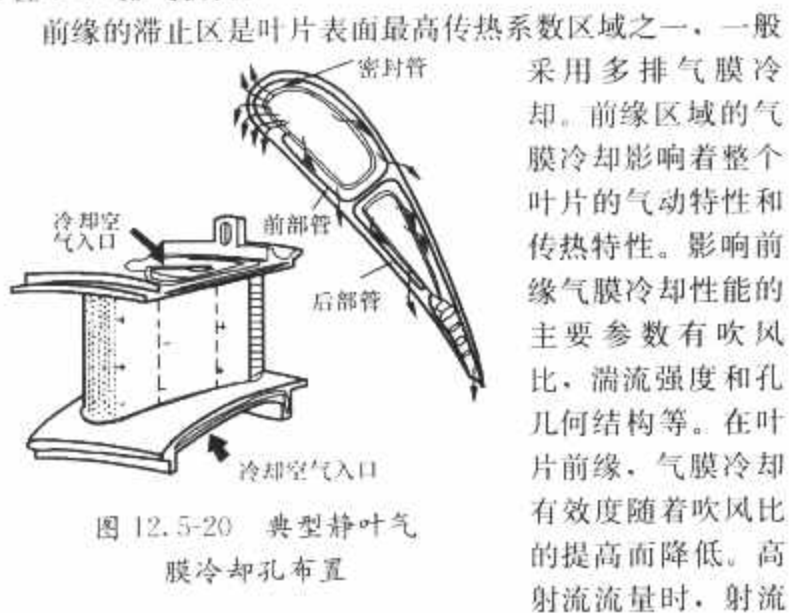


图 12.5-20 典型静叶气
膜冷却孔布置

前缘的滞止区是叶片表面最高传热系数区域之一，一般采用多排气膜冷却。前缘区域的气膜冷却影响着整个叶片的气动特性和传热特性。影响前缘气膜冷却性能的主要参数有吹风比，湍流强度和孔几何结构等。在叶片前缘，气膜冷却有效度随着吹风比的提高而降低。高射流流量时，射流进入了主流边界层，保护表面的冷却工质将减少，从而导致有效度的降低。然而，由于主流与冷气掺混的增强使得当地湍流度增强，气膜孔下游的壁面传热系数随着吹风比的增加而增加。

燃烧室出口的气流具有较高的湍流强度，这会影响气膜冷却的效率。由于主流与冷气的掺混产生了强的湍流，导致气膜孔下游的传热系数显著增加，增加主流的湍流强度对气膜孔下游壁面的传热系数影响不大。然而主流湍流强度的增加使得主流与冷气的掺混速度增加，同时也使得主流进入射流冷气中，这降低了气膜冷却有效度。

叶片吸力面和压力面通常采用单排或者多排气膜冷却。一般来说，吸力面冷却孔布置时需要考虑通道涡的影响，压力面孔布置时要尽量避开大曲率位置。图 12.5-21 表示吸力面单排孔冷却结果，吹风比越低，紧接孔的下游区域的气膜

冷却有效度就高，并沿下游方向很快降低。随着吹风比的增加，近孔区域的气膜冷却有效度会降低，但下游区域的会增加。然而传热系数比随着吹风比的增加而持续增加。热通量的减小是传热系数比和气膜冷却有效度综合作用的结果。在低的吹风比时，孔附近的热通量减少较大，在较远的下游处，所有的吹风比下热通量的减少基本相同。图 12.5-22 表示了双排气膜孔时的结果。气膜冷却有效度的变化和单排孔时类似，但是在孔下游远处高吹风比时产生了较高的有效度，同时也导致了高的传热系数。在较低的吹风比时，孔附近热通量减少比较显著，随着流动向下游发展，热通量的减少快速降低。在较高的吹风比时，孔附近热通量减少很少，但下游方向减少量增加。图 12.5-23 给出了压力面单排孔时射流时的冷却性能。在孔附近，吹风比为 1.3 时获得了最高的气膜冷却有效度，在下游，高的吹风比时有效度较高，热通量的比值随着吹风比的增加而增加。

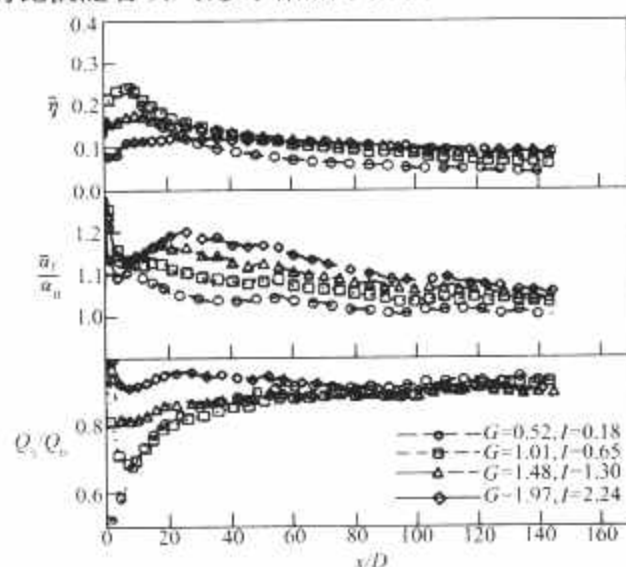


图 12.5-21 吸力面布置单排孔时的气膜冷却
有效度、传热系数和热通量比

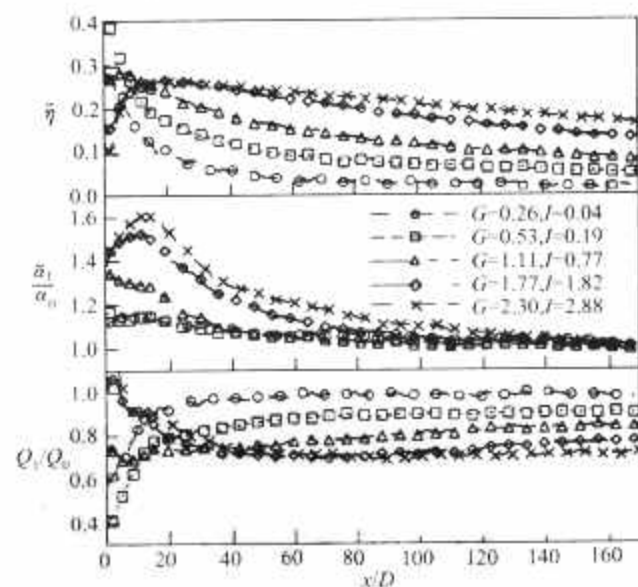


图 12.5-22 吸力面布置双排孔时的气膜冷却
有效度、传热系数和热通量比

端壁气膜冷却和传热受到端壁二次流的强烈影响。在端壁冷却设计前必须掌握二次流的分布特点，图 12.5-24 给出了通道内涡系结构分布示意图。

端壁冷却有几种比较典型的气膜孔布置方式。图 12.5-25 的布置方式在前缘，通道喉部附近布置 3 排气膜孔。气膜冷却有效度在压力面前缘最高，在吸力面前缘较低。冷却气流从压力面随二次流到达相邻叶片的吸力面，使得相邻叶片吸力面的有效度较高。下游孔的作用是试图增加气膜冷却有效度并减少二次流的影响。图 12.5-26 给出了根据端壁流动特

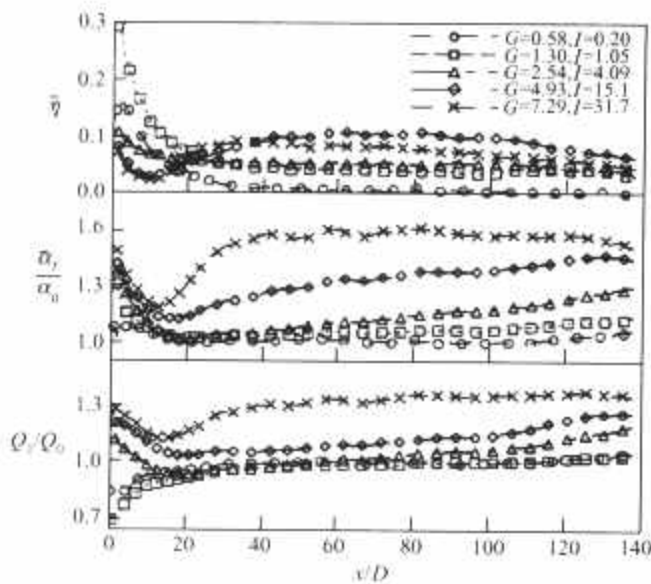


图 12.5-23 压力面布置单排孔时的气膜冷却有效度、传热系数和热通量比

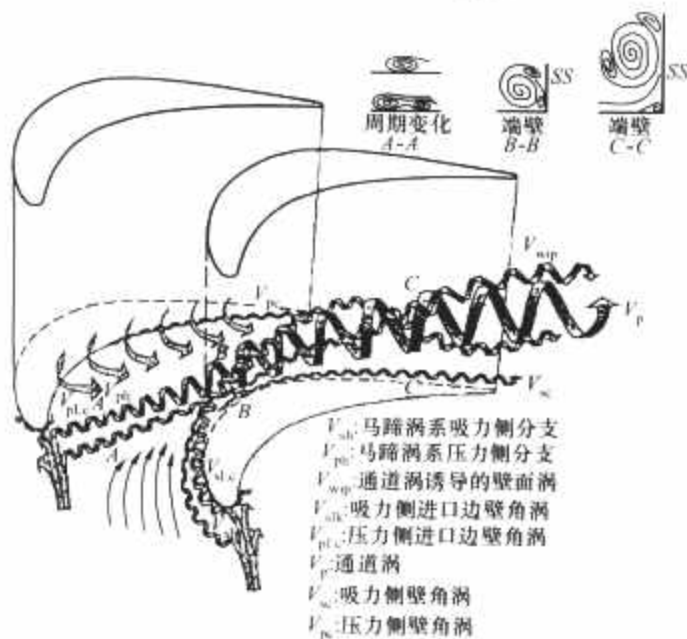


图 12.5-24 透平静叶栅涡系结构分布示意

性设计的另一种气膜冷却布置方式。从图 12.5-26 中也可以看出冷气射流的方向。在这种布置下,在较低的吹风比时,通道中间的冷却效率较高,在高吹风比时,通道吸力面侧的冷却效率较高。

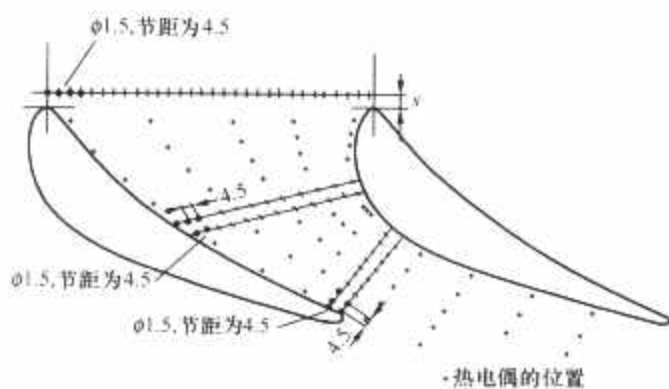


图 12.5-25 外端壁气膜冷却孔的一种布置方式

对于叶片端部气膜冷却,喷射角对气膜冷却的效果和对端壁附近的流场结构也有影响,研究结果表明减小喷射角度可以使冷气射流核心更贴近壁面,但同时也明显地增大了壁面附近的气流速度。

3.4.3 动叶中的气膜冷却

尽管设计者希望看到旋转动叶中传热和气膜冷却性能的试验结果,但是由于试验的困难,可用的试验数据非常少。但是已有的试验数据表明,除去压力面近顶部,旋转对叶片表面的温度影响很小,因此很多研究者采用静叶栅中获得的

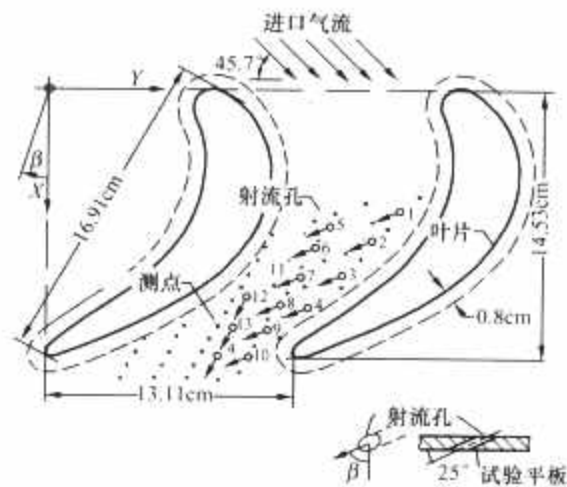


图 12.5-26 根据端壁流动特性设计的端壁气膜冷却孔布置

数据设计动叶栅中的气膜冷却。

相对于静叶叶栅来说,动叶通道中的冷却除了受到静叶冷却中各种影响因素的作用,还受到上游静叶不稳定尾迹的重要影响。在较低的吹风比时,不稳定尾迹使得动叶表面传热系数升高,同时,不稳定的尾迹试图破坏气膜射流结构,降低气膜冷却的覆盖面积,降低气膜的冷却效率。在较大的吹风比时,不稳定尾迹的作用减弱。

在燃气轮机高压透平中,出于热负荷及强度的考虑,动叶顶部一般不采用围带设计,通常采用的是带叶顶凹槽的密封设计。对于叶顶的气膜冷却,可以采用离散槽、圆孔和压力面扩张孔。气膜孔布置在近顶部压力面侧和顶部中弧线上。相同的漏气量下,适当提高冷却工质的流量,会使冷却气流更接近顶部表面并将泄漏气流推开,从而产生高的气膜有效度,但过度地提高冷却工质流量可能不会引起流场的进一步改变,不会再增加气膜有效度,反而会增大掺混损失。叶顶结构示意图见图 12.5-27。

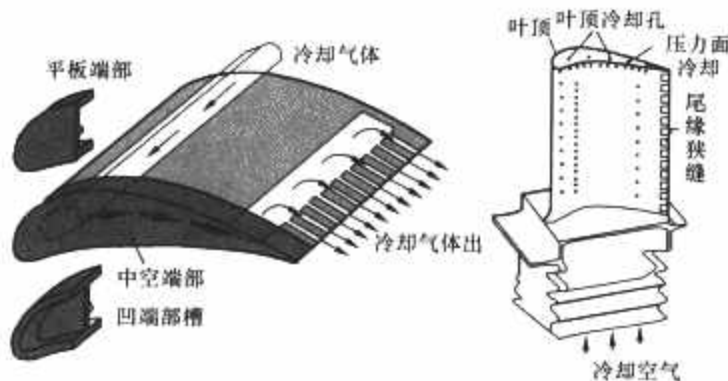


图 12.5-27 叶顶区域空冷示意

在平顶部顶部气膜孔喷气时,随着吹风比的增加,气膜孔和压力面之间的高传热系数区域总体平均传热系数降低。当顶部与压力面气膜孔均喷气时,顶部传热系数比单顶部喷气时明显降低,气膜有效度也明显较高。当顶部凹槽存在时,由于喷射气膜被漩涡推向压力面,因此压力面和气膜孔之间的气膜有效度较高,而吸力面与气膜孔之间的有效度则较低。相对于平顶部叶栅,相同情况下带凹槽气膜冷却有效度要高,平均传热系数要低。

叶顶压力面气膜孔的布置和吹风比都会对叶顶的气膜冷却效率产生影响。实验结果表明:高的吹风比会在整体上提高叶顶边缘、空腔底部和空腔内壁的冷却效率,而对于叶顶附近的压力面而言,吹风比 1 时有最好的冷却效果;压力面和叶顶冷却射流的综合作用使得压力面边缘、排气孔内外边缘壁面具有很高的冷却效率;冷却工质在空腔内的循环涡流可以对叶顶吸力面边缘和空腔内缘壁面提供气膜保护;仅仅靠压力面的冷却射流无法对空腔底部和内缘壁面形成有效的

保护：由蛇形通道给冷却孔提供冷却工质会带来吹风比不稳定的弊端，这会给气膜冷却特性带来明显的影响；加强对叶顶压力面附近孔排吹风比的控制可以使得气膜保护更加稳定。

3.5 叶片复合冷却及新型冷却技术

燃气透平叶片冷却是燃气轮机中的一项关键技术，由于采用了包含对流强化、冲击、气膜的复合冷却方式，叶片内部结构形式种类繁多，对于转子叶片，旋转影响即离心力和哥氏力的作用不可忽视，因而使叶片内部流动和换热十分复杂。

射流冲击是提高局部传热系数最有效的方式，而肋增加了流动的扰动效果。同时采用带肋壁的冲击冷却，可以强化换热。它一般是在粗糙肋片表面上使用单孔或多孔射流。单孔冲击射流的结果表明，除了相对小的缝宽度与肋高度之比外，表面粗糙度增加了传热系数。试验研究结果表明随着射流孔与靶面间距的增加，射流变成了湍流。在较大的射流到靶面间距情况下 ($10 \leq Z/w \leq 16$)，努塞尔数关联式为

$$Nu_{st} = 0.639 (\tau w/e)^{0.33} (p/e)^{0.53} Re^{0.5} (Z/w)^{-0.32} \quad (12.5-28)$$

当 $8 \leq Z/w \leq 16$ ，努塞尔数关联式为

$$Nu_{st} = 0.335 (\tau w/e)^{0.31} (p/e)^{0.2} Re^{0.51} (Z/w)^{-0.11} \quad (12.5-29)$$

当 $2 \leq Z/w \leq 8$ ，努塞尔数关联式为

$$Nu_{st} = 0.154 (\tau w/e)^{0.33} (p/e)^{0.22} Re^{0.5} (Z/w)^{0.37} \quad (12.5-30)$$

在冲击靶面上布置绕流柱或者微窝可以强化换热，加装绕流柱使得换热表面积的增加有限，传热强化主要是绕流柱引起的湍流混合作用。一般来说，在低雷诺数下，带绕流柱的靶面传热效果要好。而在高雷诺数下，且空气进出口为同一端的情况下，带微窝表面的强化换热效果要好。

发散冷却是一种效率高的新型冷却方式，目前正处在研究当中。按发散冷却的自发性分类，有自发散冷却和强迫发散冷却。发散冷却多见于粉末冶金材料制品，是通过加入基材内的低熔点金属粉末颗粒，在高温下汽化蒸发带走基材热量以达到材料降温的目的；强迫发散冷却是一种复合冷却技术，由发散冷却和气膜冷却组成。首先把材料制成多孔材料部件，在工作过程中液体在高压下从部件材料的“汗孔”蒸发以带走部件基体的热量使部件降温，以达到部件材料的冷却降温 and 保证部件不被高温烧蚀为目的。

按照发散材料的结构又可以分为层板发散冷却和多孔发散冷却，层板通常由数十至数百片蚀刻有精确微细通道的超薄板片经有序叠合及扩散连接而成，其强度特性优于传统的多孔材料，并可以避免传统多孔材料对“点”敏感的缺点，因而应用前景十分广阔。多孔发散冷却是发散剂流经多孔材料内部时，能够携带内部热量，因而改变内部温度场同时也能阻塞外部对受热体的加热，改变烧蚀量；通过对冷却剂流量的调节，达到控制结构温度和表面烧蚀的目的。

蒸汽冷却是一种先进的冷却方式，已经应用于最新研制的燃气初温为 $1450 \sim 1500^\circ\text{C}$ 的 G/H 级燃气轮机第一级静动叶片。未来 1700°C 级燃气轮机第一级静动叶片也将采用蒸汽冷却。采用蒸汽冷却技术大大减少了从压气机抽取的空气量，增大了燃气透平工质流量，增加了燃气轮机输出功率，蒸汽的热容量大，相同冷却流量下蒸汽冷却效果更好，燃气初温可进一步提高，为降低运行成本蒸汽（由余热锅炉提供）应予回收，即构成闭式冷却系统，取消或部分取消了气膜冷却，没有或大大减少了冷汽与主流气体的掺混损失，提高了透平效率。有的设计在叶片头部为增强冷却效果仍采用

气膜冷却，这一部分蒸汽就不能回收，图 12.5-28 是这类蒸汽冷却静动叶片的结构图。

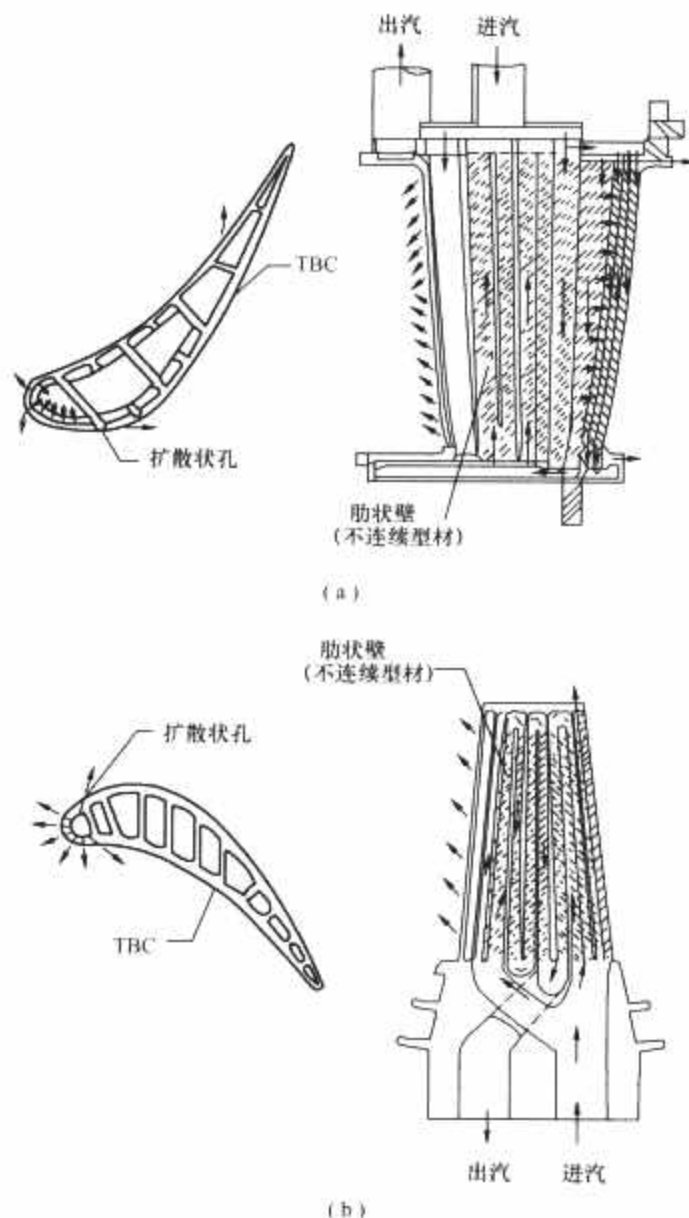


图 12.5-28 蒸汽冷却燃气透平静动叶片结构示意图
(a) 喷嘴；(b) 动叶片

在改进叶片冷却技术的同时，人们一直在致力于高温材料的开发。高温叶片材料的近期发展方向是定向共晶合金、超单晶合金、机械合金化高温合金，远期发展方向是人工纤维增强高温合金、定向再结晶氧化物弥散强化合金以及新的能承受高温的材料，如金属间化合物及复合材料，碳—碳复合材料，陶瓷和陶瓷基复合材料。未来的燃气轮机热端部件将大量采用非金属材料，以 Si_3N_4 为代表的高温结构陶瓷是最有前途的材料之一。

3.6 燃气透平叶片冷却的测试方法

对于设计好的燃气透平叶片，需要采用一定的实验技术对设计效果进行检验。对于传热特性的研究，一般采用传热测量技术、传质类比技术、光学技术和液晶测温技术；应用传热测量技术时，采用相似流动条件来模拟，并在相对低的温度下进行实验，从而得到燃气透平内部实际的传热特性分布，把结果用努塞尔数、传热系数、温度比等无量纲参数表示出来。用传质类比实验也可以测量传热系数。

对于传热系数和气膜有效度的测试，一般采用热通量仪、有热电偶的薄片加热器、有热电偶的铜板加热器、瞬态技术，也可以采用蔡升华技术、外部气体浓度的取样技术、膨胀聚合物技术、氨—重氮技术、压敏涂层 (PSP) 技术，除此之外，还可以采取光学技术和液晶测温技术。

对于温度的测量，一般采用光学技术，这是一种从通道

外面观察实验表面的非接触式测量技术,主要包括红外技术和液晶测温技术。红外(IR)照相机可用在高温和低温的测量中提供整个表面的温度图,该技术在高温环境中应用很广,它可以被用于壁面绝热温度的测量,也可以用于旋转通道传热的测量。测量时,在实际燃气透平实验装置中接入光通路对表面温度进行测量,但在高温和高转速时,接入光通路比较困难,且在高温时IR照相机的精确度降低,使用更加困难。类似的实验方法还有热像磷技术(TP)、激光感应荧光(LIF)技术等。

液晶测温技术则利用了液晶的一些特性。液晶也被称为热色体,它们经受温度变化时,有选择地反映不同的颜色,在任一特殊的温度下,液晶反应单一的光波长度。由于颜色的转换明显而且精确,颜色能够标定特殊温度。液晶测温技术主要有稳态的黄色带示踪技术、稳态的HIS(色调、饱和度、强度)技术、瞬态HIS技术、瞬态单色捕捉技术等。稳态的黄色带示踪技术广泛应用于定量和定性的表面传热测量,内部通道内传热的测量也可以采用该技术。液晶技术由于使用于复杂的几何形状,得到研究人员的广泛使用,它的另一个优点是图像处理技术有了巨大改善。液晶技术的主要缺点是它只能在低温时进行实验。

除了传热测量以外,流场速度测量有助于对传热现象的理解。对于流场的研究,研究人员多借助五孔探针、热线风速仪系统、激光多普勒速度仪(LDV)、粒子成像速度仪(PIV)、激光全息干涉技术和表面显示技术。五孔探针可用于测量当地的三维平均速度分量;热线风速仪系统是一个测量脉动速度和非等温边界层流动的温度分量的有效工具;激光多普勒速度仪(LDV)是一种高分辨率的非接触式技术;粒子成像速度仪(PIV)技术可以用来获取含粒子流动的激光片图像;激光全息干涉技术可以用于带肋片粗糙通道内的温度测量;表面显示技术有助于显示固体表面附近的流体流动。

这些实验技术的合理应用可以比较方便而准确地获得通道内的流场和温度场分布,可以更好地了解燃气透平叶片的传热与冷却情况。可见,先进的实验技术可以对燃气轮机叶片的冷却技术起到极大的推动作用,从而有效促进高温叶片的寿命的延长和进气温度的进一步提高。

4 透平叶片温度场计算和强度计算

4.1 叶片温度场计算的基本理论

透平工质进口温度的提高使得透平叶片的工作环境进一步恶化。一片叶片的离心力高达数十千牛甚至数百千牛,再加上气动载荷,叶片的受力极其巨大。如西门子V94.3A燃气轮机燃烧室的出口温度为1400℃,透平4级叶片的出力需要达到780MW,这对叶片的结构强度提出了很高的要求。透平叶片需要在极端高温的环境中承受巨大的载荷,这给叶片设计带来了极大的困难,因为该温度已经接近或超过目前使用的耐热合金熔点。因此,需要从材料和传热两方面解决问题。一方面不断创造耐温更高的材料,另一方面采取有效的热防护措施(尤其是透平叶片的冷却)来保证透平叶片可靠的工作。

为了有效地利用现有的冷却技术,一方面需要对这些冷却技术作更深入的研究,使其更完善、有效;另一方面需要在设计中更准确地评估透平叶片的工作温度即对透平叶片进行精确的温度场计算分析,从而保证叶片强度分析结果的可靠性,同时为叶片冷却效果的评估提供基础数据,才能充分、可靠地利用现有的冷却技术。目前透平叶片设计的温度

分析中,约100K温差将带来叶片寿命一个数量级的误差,为了保证透平叶片可靠地工作,不得不采用“过冷却”的方法来弥补对温度估计的误差,这样就很难充分、有效利用现有的冷却技术,因此叶片实际工作温度的准确计算非常关键。此外,叶片温度的升高,降低了材料的屈服极限和抗蠕变性能,温差的加大使得叶片的热应力增加,这些方面都要求对叶片温度场(稳态和瞬态温度场)的准确计算给予很大的注意。图12.5-29是某高压透平第一级稳态运行时动叶节圆截面的温度分布。

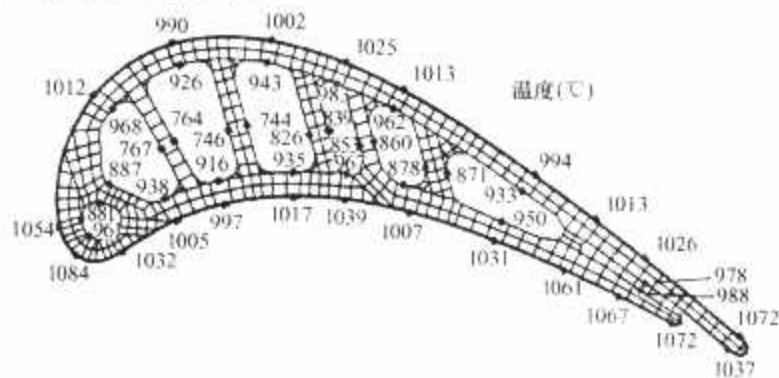


图12.5-29 高压透平第一级稳态运行时动叶节圆截面的温度分布

各种先进的冷却方式(气膜冷却、冲击冷却和强化对流冷却等)可以使透平叶片具有合理的寿命,并保证其运行安全性,但另一方面这些冷却结构使得叶片的结构极其复杂,这不仅给设计有效的冷却结构,也给精确分析透平叶片温度场和强度带来了困难。

基于叶片的温度场结果,就可以进行叶片的强度及蠕变分析,并进一步评估透平叶片的安全性,以下将对叶片温度场计算、叶片强度计算、蠕变分析以及寿命评估所采用的方法及理论进行介绍。

要细致分析具有大量冷却通道复杂结构的透平叶片的温度场,需要知道高温燃气向叶片传热的情况以及叶片向冷却气体传热的情况,需要把叶片的内部和外部流动以及传热联合起来进行分析。以下主要介绍叶片固体部分的温度场求解。

4.1.1 热传导方程

计算燃气轮机叶片温度场时,可以认为叶片是均匀的、各相同性且无内热源。温度 $T(x,y,z,t)$ 应满足以下导热偏微分方程

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (12.5-31)$$

式中: k 为材料热导率, $W/(m \cdot K)$; ρ 为材料密度, kg/m^3 ; c_p 为材料比定压热容, $kJ/(kg \cdot K)$; t 为时间, s 。

为了确定上述方程的解,除了要满足初始条件 $T = T_0(x,y,z)$ 外,还应该满足边界条件。叶片外部和内部与燃气及冷却气体存在换热,所以需要采用第三类边界条件,传热系数与燃气及冷却气体的物性及流动的快慢都密切相关。叶片的热传导方程边界条件用以下公式表示

$$k \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_r = h(T_a - T) \quad (12.5-32)$$

式中: T_a 为燃气或冷却气体的温度, K ; h 为传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$ 。

4.1.2 稳态传热有限元方程

稳态热传导方程可以表示为

$$K_T \cdot T = P_T \quad (12.5-33)$$

式中: K_T 为热传导矩阵; T 为节点温度列阵; P_T 为温度载荷

列阵。它们具体形式如下

$$\begin{aligned} K_{Tij} = & \sum_e \int_{\Omega} \left[\left(\frac{\partial N}{\partial x} \right)^T k \frac{\partial N}{\partial x} + \left(\frac{\partial N}{\partial y} \right)^T k \frac{\partial N}{\partial y} + \right. \\ & \left. \left(\frac{\partial N}{\partial z} \right)^T k \frac{\partial N}{\partial z} \right] d\Omega + \sum_e \int_{\Gamma} h N_i N_j d\Gamma \\ P_{Ti} = & \sum_e \int_{\Gamma} N^T h T_a d\Gamma \end{aligned} \quad (12.5-34)$$

式中: K_{Tij} 第一项为各个单元对热传导矩阵的贡献, 第二项为第三类传热边界条件对热传导矩阵的修正; P_{Ti} 为第三类边界条件引起的温度载荷。

4.1.3 瞬态传热有限元方程

瞬态传热与稳态传热的差别在于瞬态温度场函数不仅是空间域的函数, 也是时间域的函数, 但两个域并不耦合, 因此在有限元计算时需要采用部分离散方法。与稳态不同, 瞬态方程离散后得到的矩阵方程如下

$$C \frac{\partial T}{\partial t} + K_T \cdot T = P_T \quad (12.5-35)$$

式中: C 为热容矩阵; $\partial T / \partial t$ 为结点温度对时间导数阵。

通过上式将时间域内和空间域内的偏微分方程问题在空间域内离散成 n 个结点温度为 $T(t)$ 的常微分方程的初值问题, 并且在时间域上离散后一个计算是以前一个计算结果为基础进行的。

4.1.4 热应力理论及有限元方法

物体温度发生变化, 就会产生变形。物体由于热变形而产生线应变 $\alpha(T - T_0)$ 其中 α 是材料的线胀系数, T 是弹性体内任一点的温度, T_0 是弹性体的初始温度。如果物体各部分热变形均匀不受任何约束, 则物体只变形而不产生应力。但是由于约束或者温度变化不均匀, 变形不能自由进行, 这时就会产生应力。由于温度变化而产生的应力称为热应力或者温度应力。当弹性体的温度场和边界条件已知时, 就可以求解出弹性体各部分的热应力。

燃气透平叶片在工作时, 各处温度不均匀, 又由于叶片各处受到不同约束的作用, 因此会产生热应力。物体由于热膨胀只产生线应变, 所以切应变为零。这种由于热变形而产生的应变可以看做是物体的初应变。计算热应力时只需要计算出热变形引起的初应变 ϵ_0 , 求得相应得初应变引起的等效节点载荷 c , 然后按照通常求解应力的方法解得由热变形而引起的节点位移 a , 由 a 求得热应力 σ 。也可以将热应变引起的等效节点载荷 P_{ϵ_0} 与其他载荷项合在一起, 求得包括热应力在内的综合应力。

有限元方程为

$$K_a a = P_a \quad (12.5-36)$$

此处载荷 P_a 包括温度应变引起的温度载荷, 即

$$P_a = P_f + P_s + P_{\epsilon_0} \quad (12.5-37)$$

式中: P_f 、 P_s 分别为体积载荷和表面载荷; P_{ϵ_0} 为温度应变引起的载荷项

$$P_{\epsilon_0} = \sum_e \int_{\Omega} B^T D \epsilon_0 d\Omega \quad (12.5-38)$$

式中: ϵ_0 为温度变化引起的温度应变, 它现在作为初应变出现在应力应变关系式中, 对于三维问题 ϵ_0 表达式如下

$$\epsilon_0 = \alpha (T - T_0) [1 \quad 1 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T \quad (12.5-39)$$

计算热应力时应包括初应变项

$$\sigma = D(\epsilon - \epsilon_0) \quad (12.5-40)$$

由此可见, 有热载荷的弹性问题和无热载荷的弹性问题相比, 除了增加了一项由温度变化引起的初应变载荷项外, 其他完全相同。

4.2 透平叶片热弹塑性和蠕变分析

4.2.1 叶片三维热弹塑性分析

由于透平静叶和动叶存在大量的冷却气道和气孔, 结构复杂, 所以其温度梯度较大, 局部热应力通常高于屈服应力, 这时常规的热弹性分析已经不能反映静叶和动叶中的真实应力状况, 需要采用热弹塑性模型对叶片进行强度分析。另外在分析叶片的寿命时, 也需要对叶片的危险部位, 根据燃气轮机运行情况, 进行循环加载的弹塑性计算, 以预测低循环疲劳寿命。由于三维热弹塑性分析涉及的知识较多, 请读者参看有关这方面的书籍和资料。

4.2.2 叶片的蠕变

众所周知, 在一般材料的弹塑性试验中, 造成材料塑性变形的应力是与塑性变形的速率无关的。在静载条件下, 如果所加载荷应力低于材料的屈服极限而且加载时间短, 这种应变速率是无关紧要的, 一般工程设计都不予考虑。因为在常温条件下, 可以认为金属材料的应变速率是与时间无关的。但当温度超过金属熔点的 $1/3$ 时, 这种规律就不准确了, 一般随着温度的提高, 在应力—应变曲线上所反映的应变速率将加快, 这时常规定义的“屈服极限”就显得不适当了。在静载短时间拉伸试验条件下所测得的应变速率不能作为高温构件的设计依据, 即使加上比“屈服极限”低得多的载荷应力, 也将发生很高的应变速率。如果加载时间较长, 就可能造成失效破坏。这种在高温状态恒定应力作用下发生缓慢塑性变形称为蠕变。引起蠕变的这一应力称为蠕变应力。在这种持续应力作用下, 蠕变变形逐渐累计, 最终可以导致断裂。这种断裂称为蠕变断裂。因此, 蠕变变形和蠕变断裂, 就必然成为高温构件如透平叶片必须加以考虑的。

根据试验数据可以画出以纵坐标为应变 ϵ , 横坐标为时间 t 的典型曲线如图 12.5-30 所示, 称为蠕变曲线。图中 ϵ_0 为瞬时应变, ϵ_c 为蠕变应变(蠕变曲线也可以用 $\epsilon_c - t$ 曲线表示纯蠕变变形的规律)。

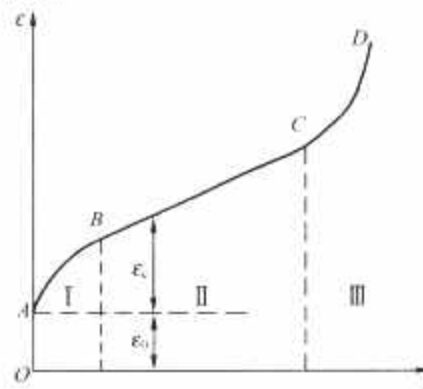


图 12.5-30 蠕变曲线

Andrade 指出典型的蠕变曲线可分作三个阶段(见图 12.5-30):

(1) 第一阶段。AB 段, 蠕变速率不断降低, 材料发生硬化的阶段, 称为不稳定蠕变阶段(或过渡蠕变阶段)。

(2) 第二阶段。BC 段, 即直线段, 蠕变速率达到最小值, 通常这个阶段比较长, 是设计人员所感兴趣的, 因此也是研究最早的一段, 称为稳定蠕变阶段(又称稳态蠕变阶段)。

(3) 第三阶段。CD 段(某些材料在 C 点开始颈缩), 蠕变速率迅速上升, 蠕变变形迅速发展, 直到材料破坏, 故又称破坏阶段。

由试验资料可知, 蠕变量 ϵ_c 、蠕变率 $\dot{\epsilon}_c$ 、应力 σ 、时间 t 和温度 T 之间存在着复杂的关系。因为影响蠕变的因素很多, 蠕变的机理复杂, 而且在不同材料、不同温度和应力等条件

下载荷的情况不同,所以要得出统一的蠕变公式极其困难。为此,人们提出某些假设,以最少的变量来反映蠕变的主要因素,建立蠕变理论。归纳起来有:陈化理论、时间硬化理论、应变硬化理论、塑性滞后理论等,而应用较多的则是时间硬化理论与应变硬化理论。这方面的内容请读者参看有关书籍和资料。

4.2.3 热弹塑性蠕变应力分析的本构方程

考虑蠕变的热弹塑性应力分析,其总的增量应变分量可以表示为

$$\{d\epsilon\} = \{d\epsilon_{ep}\} + \{d\epsilon_c\} \tag{12.5-41}$$

式中: $\{d\epsilon_{ep}\}$ 为弹塑性应变分量; $\{d\epsilon_c\}$ 为蠕变应变分量。

可以得到热弹塑性蠕变增量形式的本构方程

$$\begin{aligned} \{\Delta\sigma\} = & [D_{ep}]\{\Delta\epsilon\} - [D_{ep}]\left(\{\alpha\}\Delta T + \frac{d[D]^{-1}}{\Delta T}\{\sigma\}dT + \right. \\ & \left. \{\Delta\epsilon_c\}\right) - \frac{[D]\frac{\partial\sigma}{\partial\{\sigma\}}\frac{\partial H}{\partial T}\Delta T}{H'_T + \left\{\frac{\partial\sigma}{\partial\{\sigma\}}\right\}^T [D]\frac{\partial\sigma}{\partial\{\sigma\}}} \tag{12.5-42} \end{aligned}$$

4.3 叶片强度分析的大型通用软件简介

随着计算机辅助工程(CAE)的发展,出现了许多可以用于透平叶片强度分析的大型通用软件,表 12.5-3 列出了目前的大型通用软件简况。

表 12.5-3 大型通用软件简况

软件	公司	功 能 简 介
ANSYS	ANSYS	以多物理场分析功能而著称。包括结构、流体、电磁、热四大学科,并提供了各物理场间相互耦合的功能。尤其具有以下可以应用于透平叶片强度分析的功能:在其线性和非线性静态结构分析中包括了塑性、应力强化、大变形、接触、蠕变等;热传导分析中包括稳态和瞬态热传导、对流换热等。并且为用户提供了 APDL 二次开发工具

续表

软件	公司	功 能 简 介
NASTRAN	MSC	包括静应力分析、屈曲分析、动力学分析和热传导分析。具有进行透平叶片强度分析所需要的接触、塑性和蠕变分析功能,热传导分析中也包括稳态和瞬态热分析
ABAQUS	HKS	具有材料非线性、几何非线性和边界非线性结构静力、动力分析功能。该软件具有很强的热弹塑性、蠕变分析功能,其中有 14 个用户开放式子程序,用户可以通过这些子程序定义任意形式的蠕变本构方程、载荷分布形式、边界条件、材料主轴方向等

4.4 热流固多场耦合分析展望

目前一般将透平叶片与热流体割裂开来温度场研究,采用的模型大多是一种串联的思想,即只考虑热量由高温场向低温场传递,没有考虑它们之间的相互影响,或者研究透平叶片时只考虑固体部分,热流场仅作为一种边界条件。而透平叶片结构复杂,处于高温的燃气之中,并且叶片内部有冷却通道,无论是燃气的热能传递给叶片,还是叶片中的热能被冷却通道中的气体带走,其热能的传递过程都与叶片和气体密切相关,即它们是一个密不可分的整体,所以进一步的热量传递及温度场研究要把透平叶片温度场与燃气流场综合起来考虑,进行热流固多场耦合分析。

但是到目前为止,公开发表的相关研究文献非常少。进行热流固多场耦合分析,需要考虑以下问题:燃气透平叶片热流固耦合机理,着重研究燃气与固体、固体与冷却气体之间边界层的流动及传热机理,耦合计算中燃气、固体、冷却气体不同计算区域数据的传递以及快速收敛耦合非线性计算方法,发展基于热流固耦合的温度场分析理论和计算方法。

第6章 燃气轮机主要部件的结构与材料

1 燃气轮机的结构

燃气轮机是一种高温高速的回转机械,运行时承受着高的机械力、气动力和高温引起的热应力,热冲击及热腐蚀等;发电用燃气轮机可以承担基本负荷,也可以用于调峰负荷,要求具备快速启动、快速加载的能力,同时要求部件热传导能力强,能够在机组快速升速、升温时,尽量降低零部件的温度梯度,以减少内应力;因此,燃气轮机具有了不同于其他高速回转机械的许多独有特点。

本章主要介绍发电用重型燃气轮机整体结构的形式及其特点。

1.1 对结构的要求

(1) 首先要求机组在各种实际运行条件下,保证有足够的刚度和强度,特别是高温部件必须工作可靠,以确保机组长期安全运行,同时要求机组停机检查间隔时间和大修间隔时间要长。目前,燃用天然气且带动基本负荷的重型燃气轮机,停机检查间隔时间已达8000h以上,大修间隔时间已达30000h,达到了相当高的水平。

(2) 其次是保证燃气轮机的热力性能,空气流量、压比、燃气初温和转速等主要参数能达到设计值,以确保燃气轮机的输出功率和效率。

(3) 第三是结构简单,便于检查和维修。

(4) 第四是便于制造、装配、运输和安装调试。

1.2 结构类型

早期生产的燃气轮机,有分散布置结构和整体式结构两种。分散布置是把压气机、燃烧室和透平相互间的气流用管

道连接起来;整体式则把压气机、燃烧室和透平直接连接成一体。分散式布置由于管道损失大、热惯性大、体积大等缺点已经被淘汰,现代燃气轮机全都是整体式结构。

随着整体式结构应用和发展,出现了快装式机组,它预先在制造厂中装配安装在固定底盘上,利于整体运输,在现场安装时,燃气轮机只需与所带动的负载(如果有还应该包括减速齿轮箱)之间找中后固定在基础上即可,同样辅助设备也采用模块结构,因此快装式机组可以在一个月左右安装完毕,并投入试运行。早期的快装机组是装在厂房内的,称户内快装机组,后来又发展了户外快装机组,它不需专门的厂房,而是用多块吸声板构件组成箱体形成快装式厂房,在起到隔声作用的同时又保证机组在各种气候条件下都能正常运行。这种箱式快装机组由于安装及建筑费用较低,在燃气轮机电厂中得到了广泛的应用。

燃气轮机自身的结构可分为重型和轻型两大类。一般来说,重型结构的典型特征为转子采用盘式结构,缸体带有水平中分面,支撑使用滑动轴承;轻型结构的典型特征则为转子、缸体均采用鼓形结构,支撑使用滚动轴承。重型机组设计寿命较长,在20万h以上,轻型机组的效率则较高。用于地面的固定式机组由于重量和体积限制较宽,大多采用重型结构机组,特别是功率在40MW以上时,对于海上和空中驱动用途机组,轻型燃气轮机则占有绝对优势。

目前,不论是重型结构还是轻型结构,都获得了广泛的应用,两种结构同时也在相互借鉴,取长补短、不断发展。

为了使读者对轻、重型机组建立一个对比形象的概念,本章在重点介绍重型燃气轮机时,仅介绍一种轻型燃气轮机,在随后的章节中将不再涉及轻型结构。

图12.6-1为我国早期生产的1MW单轴燃气轮机,它

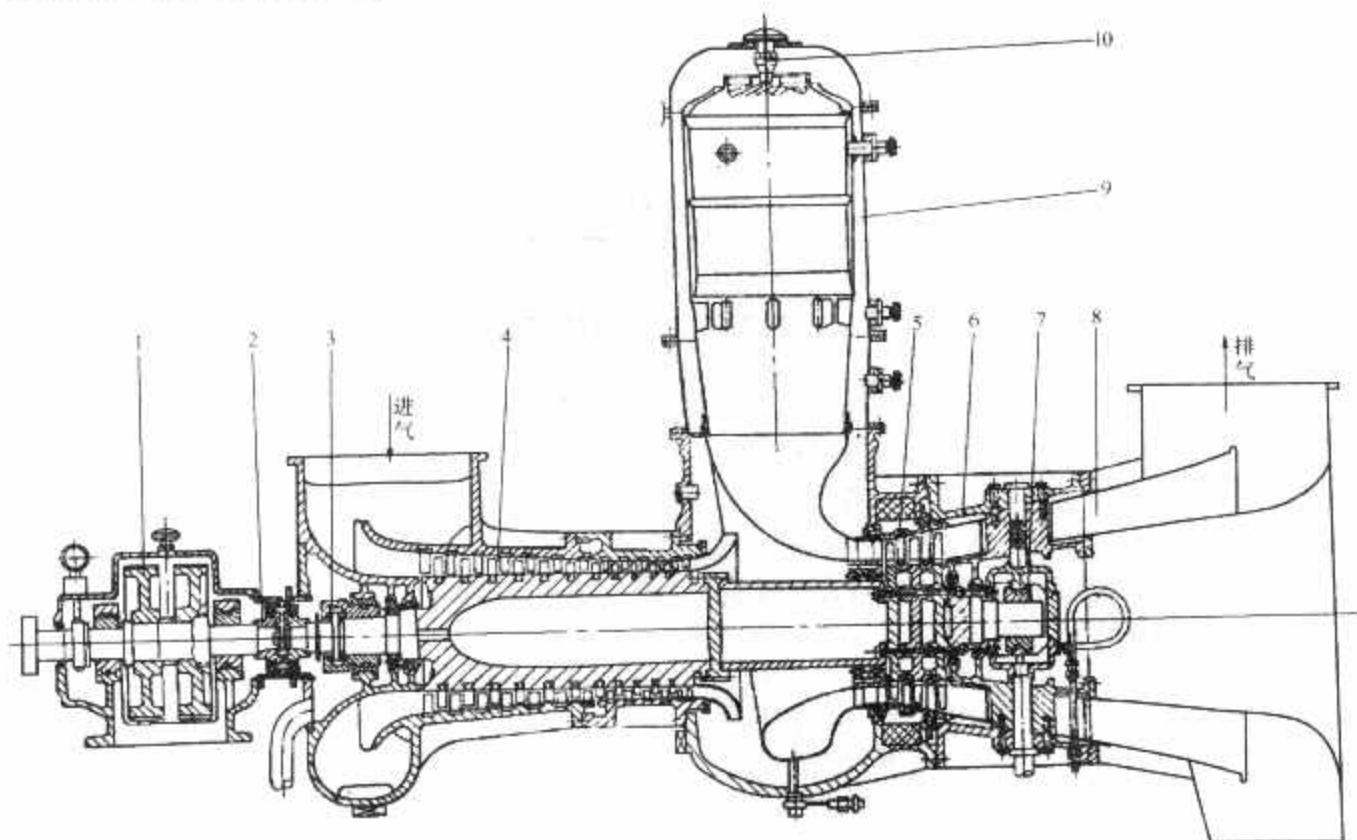


图 12.6-1 国产 1MW 燃气轮机

1—启动机;2—联轴器;3—前轴承;4—压气机;5—透平叶片;6—燃气透平;7—后轴承;8—透平排气口;9—燃烧室;10—燃烧室喷嘴

由 11 级压气机，单管回流燃烧室和 3 级透平组成，压气机和透平的气缸连接成整体，燃烧室坐落在透平气缸的上方。压气机转子为整锻转鼓，透平是外围拉杆（共八根）转子，两者通过过渡轴连接成整体。整个转子支承在两个轴承上。整台机组通过位于压气机进气缸两侧的支座，燃烧室处透平气缸两侧的辅助支承，以及透平扩压机匣两侧的弹性摇板支承在钢结构的底盘上。

图 12.6-2 为英国 Rolls Royce（罗尔斯·罗伊斯）公司生产的 12MW 三轴燃气轮机。机组的双转子燃气发生器从 Spey（斯贝）航空燃气轮机改型得到，由 5 级低压压气机、11 级高压压气机、10 个火焰管的直流环型燃烧室、2 级高压透平和 2 级低压透平组成，采用套轴的双转子结构。加装的 2 级动力透平按照重型的设计思想来考虑，采用滑动轴承，形成一台机组中轻型与重型并存，滚动轴承与滑动轴承同时应用的状况。不过，总起来看，机组仍是轻型结构。该机组的动力透平本身，在排气扩压段两侧和轴承座后端（输

出功率端）有支座支承，燃气发生器在其前端与后端都有支承。当燃气发生器拆去后，对动力透平的支承无影响，即动力透平仍可靠地支承固定在底盘上。这样的结构，就为采用更换燃气发生器的检修方法创造了良好前提。由于动力透平按重型设计，直径往往较大，使它与燃气发生器之间用一轴向尺寸较大的过渡机匣相连接，形成了这类航机改装的燃气轮机在结构上的又一显著特点。

图 12.6-3 为美国 GE 公司生产的 MS9001E 型燃气轮机本体部分的结构。该机为 126MW 单轴燃气轮机，由带进口导叶的 17 级压气机，14 个逆流式环管燃烧室和 3 级透平组成，压气机气缸、燃烧室机匣和透平气缸连接成整体。压气机转子和透平转子均为盘鼓式外围拉杆结构，两者的法兰直接连接形成整体。整个转子支承在三个轴承上。整台机组通过位于压气机进气缸后端的半月形弹性支板和透平气缸两侧的摇板支承在钢结构的底盘上。

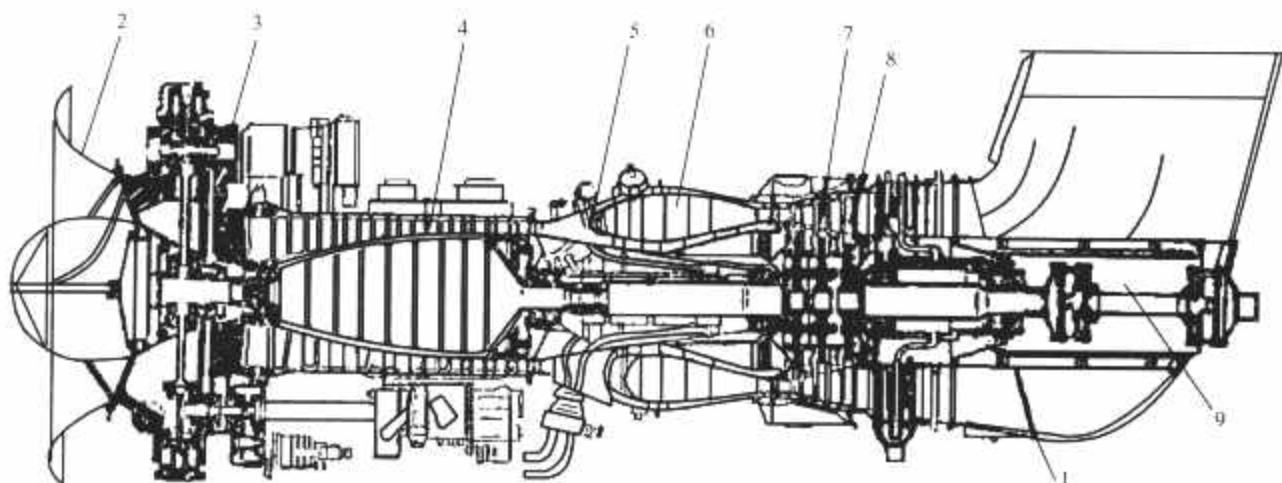


图 12.6-2 英国 Rolls Royce 公司 SM1A 燃气轮机
1—底盘；2—进气口；3—低压压气机；4—高压压气机；5—燃烧室；
6—高压透平；7—低压透平；8—动力透平；9—透平排气蜗壳

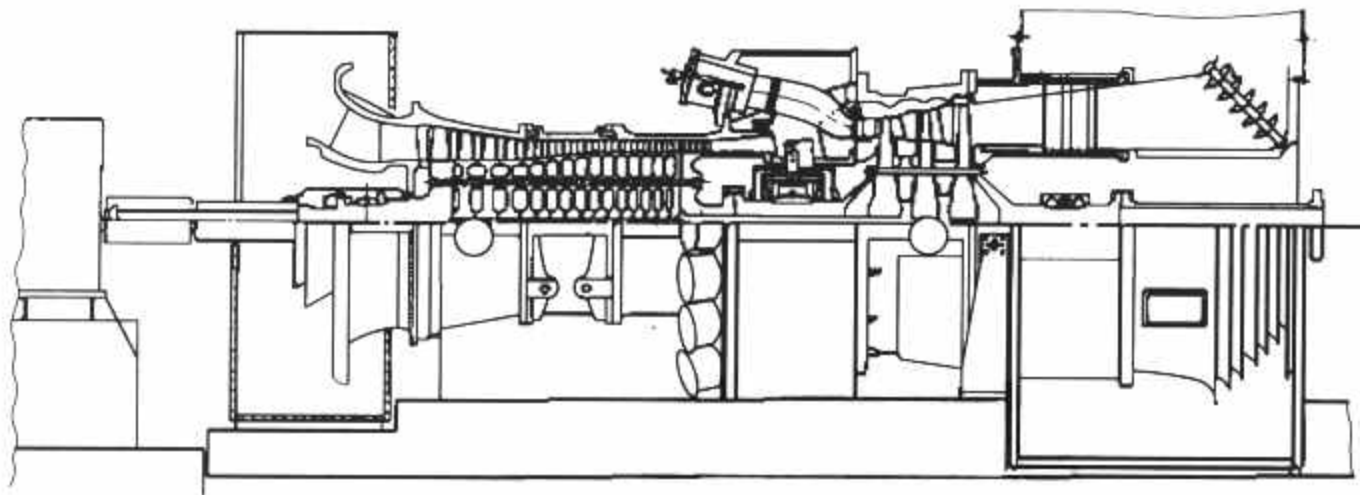


图 12.6-3 MS9001E 型燃气轮机本体剖面图

图 12.6-4 为西门子公司生产的 SGT5-4000F（原 V94.3A）燃气轮机。该机为 272MW 单轴燃气轮机，由带进口导叶的 15 级压气机，带 24 个燃烧器的环型燃烧室和 4 级透平组成，压气机气缸、燃烧室连接缸和透平气缸连接成整体。压气机转子和透平转子为带端面齿的盘鼓式整体中心拉杆转子。整个转子支承在两个轴承上。整台机组通过位于压气机进气缸前端轴承座两侧的固定支座和透平气缸后端两侧的弹性支撑直接支承在基础上。压气机端为机组的死点，机组的膨胀方向为顺气流方向，弹性支撑可以吸收轴向位移。

图 12.6-5 为日本三菱公司生产的 M701F 型燃气轮机本体部分的结构。该机为 270MW 单轴燃气轮机，由带进口导

叶的 17 级压气机，20 个逆流式环管燃烧室和 4 级透平组成，压气机气缸、燃烧室机匣和透平气缸连接成整体。压气机转子和透平转子均为盘鼓式外围拉杆结构，两者的法兰直接连接形成整体。整个转子支承在两个轴承上。机组前后支撑结构和作用类似于 SGT5-4000F 燃气轮机。

图 12.6-6 为法国阿尔斯通公司生产的 GT26 型燃气轮机本体部分的结构。该机为 262MW 单轴燃气轮机，由带 3 级可调静叶的 23 级压气机，首级逆流式环型燃烧室和次级直流式环型燃烧室，及 5 级透平组成，压气机气缸、燃烧室机匣和透平气缸连接成整体。压气机转子和透平转子为整体式的焊接转子，内部不使用法兰连接。整个转子支承在两个

轴承上。整台机组通过位于压气机进气缸后端的座架和透平气缸中部两侧的弹性支撑支承在钢结构的底盘上。

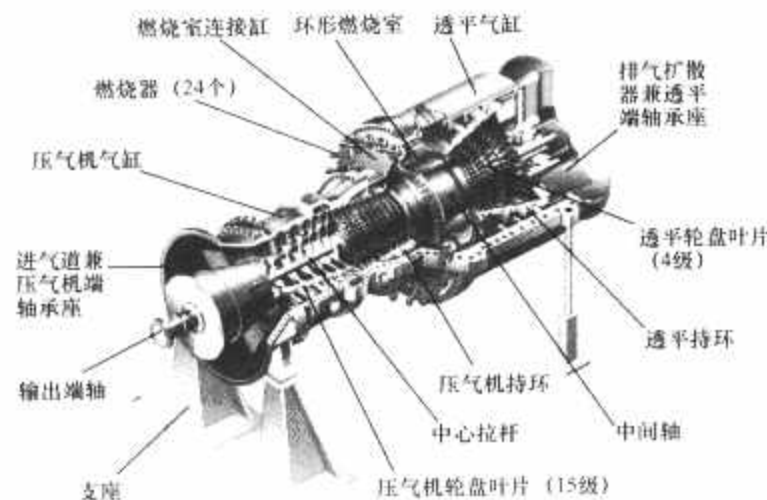


图 12.6-4 SGT5-4000F 燃气轮机本体结构简图

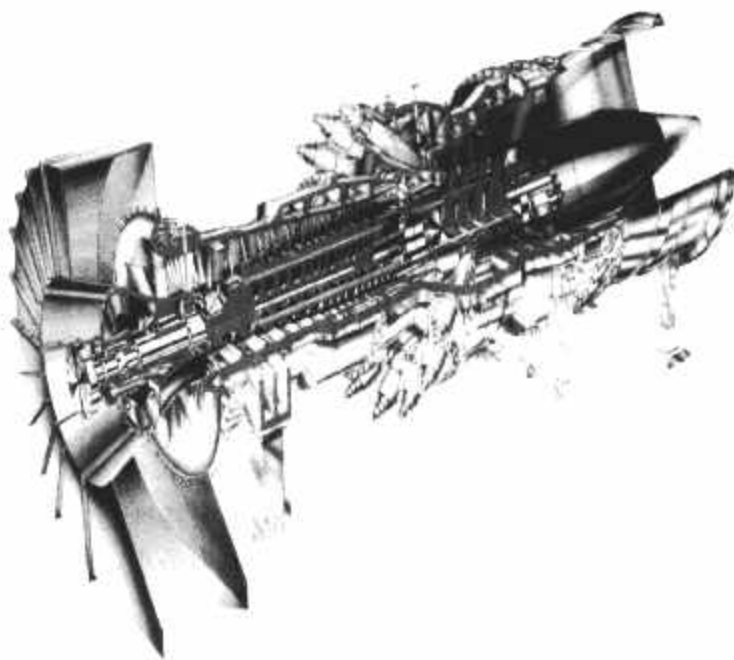


图 12.6-5 M701F 型燃气轮机

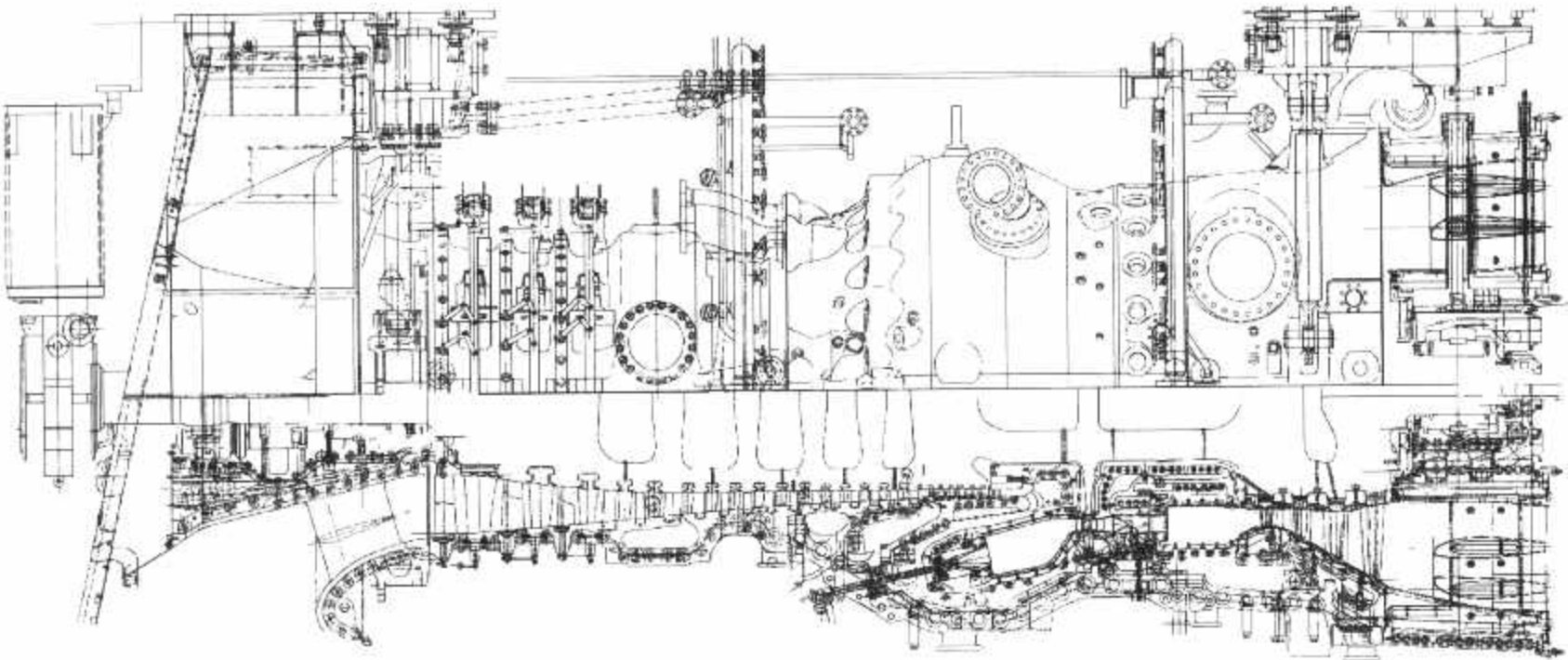


图 12.6-6 GT26 型燃气轮机本体剖面图

2 压气机

压气机是燃气轮机的三大部件之一，空气在流经压气机的过程中被压缩，压力、温度都有显著提高。压气机工作时主要承受各种机械力，例如离心力、振动力及气动力。

2.1 静子—气缸的功能和结构特点

气缸是静子的核心，其他的静子部件（静叶，静叶环和气封等）均固定在上面。它是整台机组的承力骨架，承受着机组的重量、压缩空气的内压力以及其他的作用力等。重型机组的压气机气缸是铸造的，缸壁一般较厚，以获得较好的刚性。

由于压气机级数较多，轴向尺寸较长，前后级的工作温度不同，所以压气机气缸通常沿轴向分为 2~3 段，即：进气缸、中间气缸和排气缸。由此前后缸可采用不同的材料，前段工作温度低用灰铸铁，后段温度高用球墨铸铁，分段也便于气缸的铸造和加工。各段气缸相连接的垂直法兰处，可布置环形抽气流道让抽气均匀流出，以免气流不均匀对叶片造成激振力。

图 12.6-7 为 GE 公司 6B 的压气机排气缸，由外缸 1 和内缸 2 组成。外缸上附有燃烧室安装座和压气机出口扩压器，结构较复杂，外缸体即是承力骨架，又是受压容器。

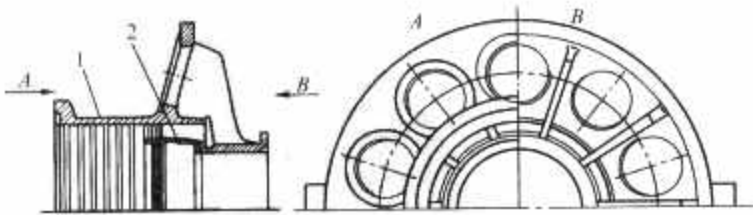


图 12.6-7 6B 燃气轮机压气机排气缸
1—外缸；2—内缸

图 12.6-8 为 GE 公司 9E 燃气轮机的压气机排气缸和燃烧室外壳支持缸。由于机组尺寸的增加，排气缸被拆解为 3 个部分，燃烧室安装座的功能由燃烧室外壳支持缸来承担。燃烧室外壳支持缸是一焊接缸体，以机械连接的方式与压气机排气缸外缸和透平缸连接。

M701F 燃气轮机压气机气缸的后面几级高温部分采用双层结构，压气机第 1~17 级静叶环安装在内层持环上。使

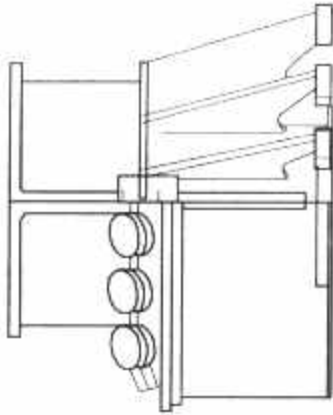


图 12.6-8 9E 燃气轮机机组压气机
排气缸与燃烧室外壳支持缸

其不受外部气缸的影响而具有很好的热膨胀特性，以保证与转子同心，并使静叶片与转轴之间的间隙为最小，保持运行中在高温下仍有良好的对中。

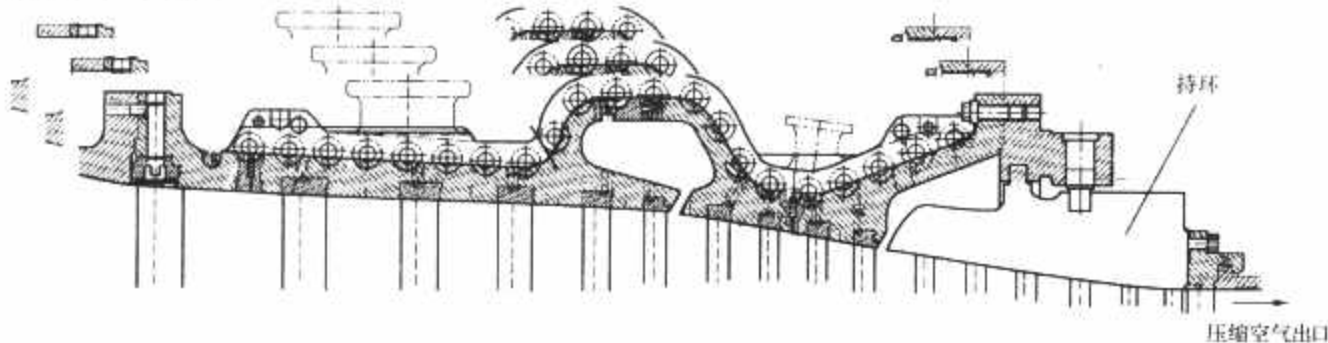


图 12.6-9 SGT5-4000F 燃气轮机压气机气缸

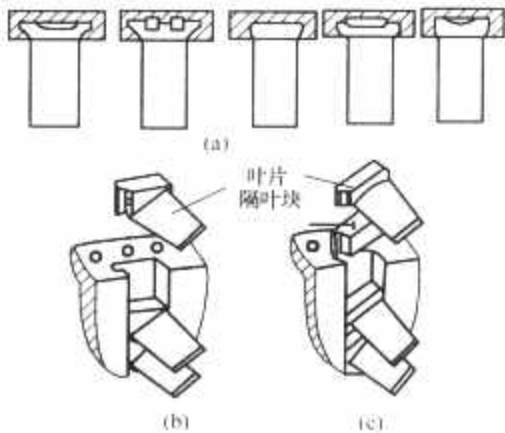


图 12.6-10 压气机静叶的叶根
(a) 各种叶根形式；(b) 无隔叶块的结构；
(c) 有隔叶块的结构

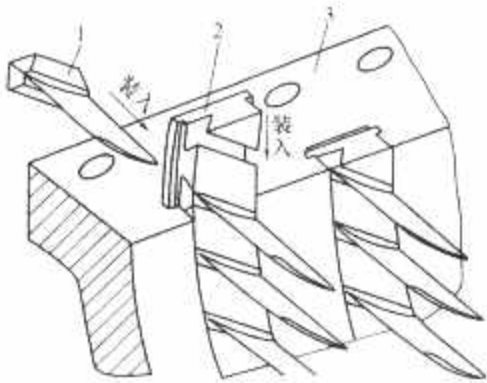


图 12.6-11 SGT5-400F 燃气轮机
压气机的焊接式静叶环
1—静叶；2—静叶外环；3—气缸

2.2.2 静叶环

把每级静叶成组焊接或装配成静叶环，再把静叶环沿周向装入气缸的槽道中。重型燃气轮机通常把静叶环也加工有 T 形或单钩形根槽，为方便装配，使静叶环在推入时摩擦阻

力大大减少，常把静叶环分为数个扇形段，逐段装入。静叶环分有内环和无内环两种形式，无内环的静叶也相当于悬臂梁，应加强叶片的刚性。装配式静叶环一般无内环，9E 燃气轮机压气机低压段的静叶以轴向燕尾形叶根装在装配式静叶外环上，静叶环再装入气缸中。SGT5-4000F 燃气轮机压气机的每级静叶由静叶片和内、外环装配组成，静叶叶冠（见图 12.6-11）铣有楔形榫头并沿径向和周向安装在外环相应的槽中，通过与气缸楔形槽的配合压紧叶片。静叶根部铣有 T 形叶根，内环由两部分组成，静叶 1 装入 T 形叶根后与外环 2 焊接在一起，夹紧固定叶片，装配好内外环的整圈静叶加工到需要的尺寸，再切割成 6 个叶片环弧段，每一弧段用销子来防止旋转。三菱公司压气机的各级静叶片也都带有内外环（与叶片焊接或整体成型）。压气机静叶环做成中分的隔板形式。

2.2 静叶—叶根、叶冠、进口可调导叶结构

2.2.1 直接装配的静叶

直接装配的静叶是指在气缸上加工出叶根槽，将静叶逐片地装入叶根槽的结构。叶根槽和叶根的形式有多种，如图 12.6-10 所示。在重型燃气轮机中用得较多的是图 12.6-10 (a) 中的第一和第五种，称为 T 形和单钩形叶根。有隔叶块时静叶的叶根尺寸较小，无隔叶块时静叶的叶根尺寸较大。上述固定方式的静叶相当于悬臂梁，故称悬臂式支承，结构简单，但刚性较差。GE 燃气轮机压气机的高压部分即采用此种结构。

2.2.3 进口可调导叶/静叶

压气机采用进口可调导叶/静叶后可有效地扩大压气机的运行区域，防止启动过程中发生喘振，特别是还能改善部分负荷下联合循环的经济性，因而获得了广泛的应用。

图 12.6-12 为两种可调静叶的结构。

为使静叶能旋转，在叶片的两端都加工成轴颈，它们与轴套相配合，保证静叶能灵活旋转，同时又能防止气体泄漏。轴套需采用自润滑性能良好的材料，例如自润滑石墨衬套，以保证较长的工作寿命。旋转静叶的方式有两种：一是装有齿条的旋转环转动（见图 12.6-13），带动装在静叶顶部的小齿轮旋转，使静叶旋转；二是通过联动环带动装在静叶顶部的摇臂转动，使静叶旋转。

同一列静叶的转动角度应一致，这是靠联动机构来实现的，对它的要求是既灵活，又无松动的间隙。GE 公司采用齿轮—齿条结构，西门子公司和三菱公司均采用摇臂结构。

对于多列进口可调静叶，都采用联动环与摇臂的联动机构。可调静叶的转角一般是从前至后逐步减小，可用杠杆等

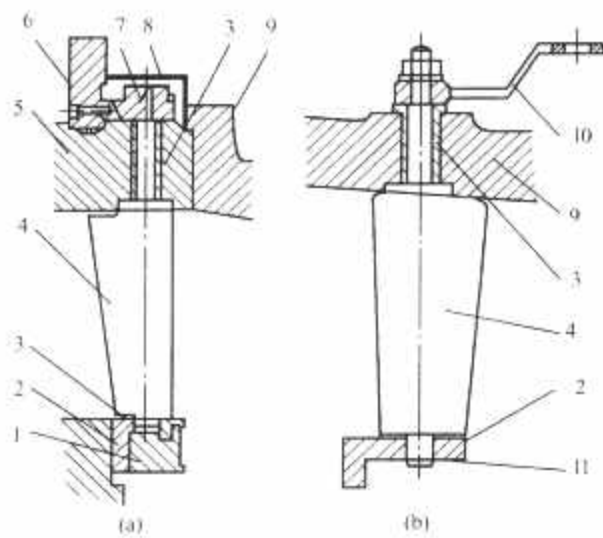


图 12.6-12 可调静叶

- 1—固定环；2—静叶内环；3—轴套；4—静叶；
5—进气机匣；6—联动齿轮；7—小齿轮；
8—外罩；9—气缸；10—摇臂；11—卡圈

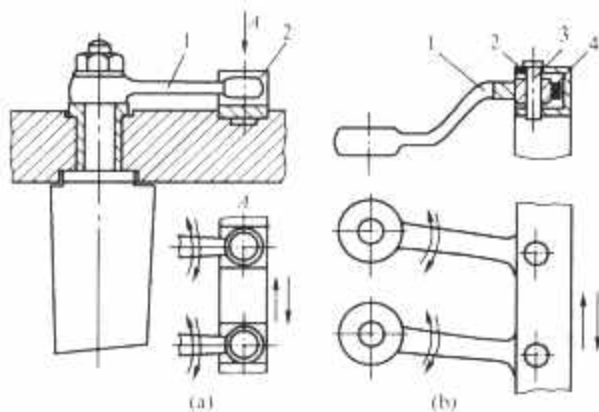


图 12.6-13 齿轮—齿条联动机构

(a) 齿条旋转环；(b) 联动环

- 1—摇臂；2—联动环；3—滑销；4—球体

比例传动机构来调整各列静叶转角的旋转规律。

无论采用何种联动机构，进口可调导叶/静叶的执行机构基本都采用油动机—万向节连杆的方式与转动环连接，如图 12.6-14 所示。

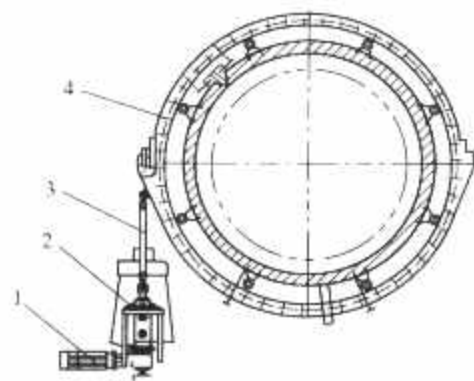


图 12.6-14 可调导叶执行机构

- 1—启动器；2—执行机构；3—传动杆；4—转动环

2.3 转子—拉杆/焊接转子，装配、传扭方式

压气机转子是高速旋转的部件，因而它必须有足够的强度和刚度，以保证机组能长期安全可靠的工作。转子由轮盘、轴和动叶组成，结构形式有：鼓筒式、盘式、盘鼓混合式三种。

2.3.1 鼓筒式转子

由鼓筒和半轴组成，鼓筒和半轴的连接方式有多种：带有过盈量的红套配合后，用径向销钉或轴向销钉传递转矩；或者采用螺栓连接；也可以是鼓筒的一端与半轴采用整体锻件。

鼓筒式转子结构简单，机加工量少，刚性好，一般为钢轴。但由于靠鼓筒来承受离心力，故强度差，所以鼓筒外径处圆周速度一般不超过 150m/s，只适用于级压比较低，即圆周速度较低的压气机。因此，目前鼓筒式转子应用很少。

2.3.2 盘式转子

把各级轮盘红套在不带槽的转轴上，靠过盈量的预紧力传递转矩，因此要求转子在最大转速时，轮盘与轴之间仍有足够的过盈量，保证轮盘间有足够的压紧力来可靠地传递转矩。由于轮盘的强度好，故盘式转子强度好，可用于较高圆周速度的压气机。但盘式转子由于轴细长，刚性较差，转子一般都设计成柔轴，目前已很少应用。

2.3.3 盘鼓混式转子

把各级轮盘在轮缘或接近轮缘处的鼓环压紧、连接或焊接而形成。因此，它在轮缘或接近轮缘处是一转鼓，使得转子刚性好，而离心力又靠轮盘来承受，因此转子强度也很好，可见盘鼓混合式转子兼有鼓筒式和盘式转子的优点。目前，盘鼓混合式转子在燃气轮机中广泛应用。

用长拉杆螺栓连接的转子是目前盘鼓式混合转子中应用最多的一种，有中心拉杆和外围拉杆两种。传递转矩方式有：在压紧端面处采用轴向销钉，转子靠轴向销钉与压紧面摩擦力共同传递转矩；在压紧端面处采用径向骑缝销钉，即销钉中心线在压紧面上，转子靠销钉与压紧面摩擦力共同传递转矩；不使用销钉，完全依靠压紧面摩擦力传递转矩。最后一种方式是目前重型燃气轮机压气机转子普遍采用的方式。对中方式有：止口对中，在轮盘内缘或外缘处加工有凸凹止口。这是普遍使用、结构最为简单的一种方式；端面齿对中，它在压紧面处加工有端面齿，两轮盘之间在端面齿处被压紧咬合后就能可靠地对中和传递转矩，因而不需要定位止口。端面齿的齿形有三角形、矩形等，有直齿和弧状齿。工作时各轮盘因温度不同而热膨胀不一致时，端面齿处两轮盘之间能相互滑动，减少了相互间的作用力。端面齿与中心拉杆相配合使用时，转子的装拆甚为方便，但端面齿精度要求高，加工较难，西门子压气机转子轮盘就采用这种结构。而在透平转子中，各轮盘之间的温度差别一般比压气机的大，端面齿处可滑移的特点使它应用较多。图 12.6-15 为 SGT5-4000F 燃气轮机转子的剖面图，是典型的中心拉杆加端面齿结构。

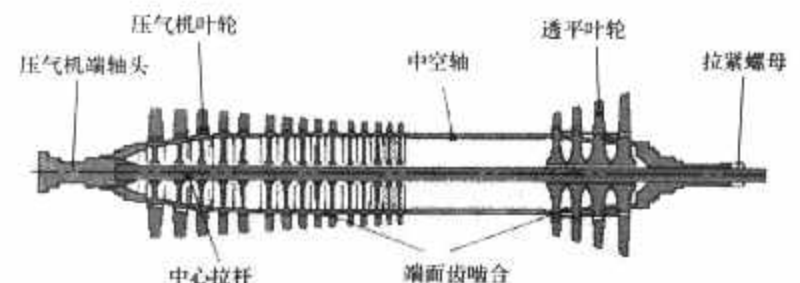


图 12.6-15 SGT5-4000F 燃气轮机转子

外围拉杆转子有多根拉杆螺栓均布在同一半径上，多数机组的拉杆就位于压紧端面处，并靠压紧端面的摩擦力传递转矩，各轮盘之间靠止口定位。拉杆螺栓细而长，为确保它在运行中可靠地定心，在拉杆中间加工有凸起圆柱段与轮盘孔相配合，M701F 燃气轮机中就是采用这种结构。9F 燃气轮机中不考虑拉杆与每一级轮盘定位关系，采用光拉杆。

为防止工作时拉杆螺栓松脱，必须锁紧拉杆的两端螺母。螺母的锁紧有多种结构，除用锁紧垫片、冲铆外，还可采用锁紧螺母。6B 燃气轮机和 SGT5-4000F 燃气轮机的转子就采用锁紧螺母，装配好后无法松动，如图 12.6-16

所示。

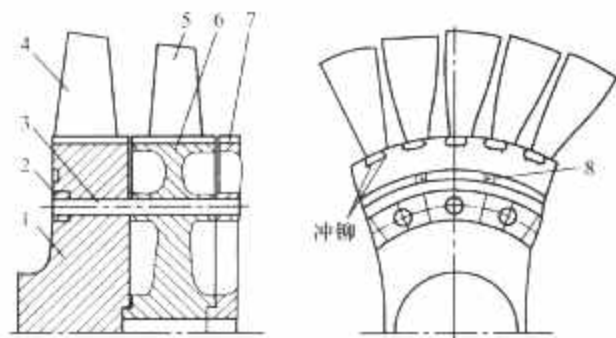


图 12.6-16 6B 燃气轮机的
拉杆螺母防松脱结构

- 1—第一级轮盘与前半轮；2—扇形螺母；3—拉杆螺栓；
4—第一级动叶；5—第二级动叶；6—第二级轮盘；
7—第三级轮盘；8—平衡配重

为保证转子在运行时能安全可靠地工作，装配拉杆的预紧力应考虑到在最恶劣的条件下，各轮盘之间仍有足够的压紧力。因此，拉杆的预紧力很大，通常约几百千牛至几千千牛。拉杆中会产生巨大的拉伸应力，设计时要避免拉杆承受扭转力和剪切力。无论中心拉杆转子和外围拉杆转子都不能靠拉杆剪切传扭，也不应产生剪切力。

为使拉杆不承受扭转力，在拧紧拉杆螺母时必须防止拉杆跟着转动而产生扭转变形。较细的拉杆由于预紧力不太大，一般可用人工测力矩扳手拧紧螺母。较粗的拉杆由于预紧力太大，必须采用液压拉力器，利用拉力器油缸中的高压油来拉长拉杆，然后准确地控制拉杆的伸长量，旋紧螺母，就使拉杆达到要求的预紧力。大直径的空心的中心拉杆还可用电阻丝装入拉杆中加热拉杆使之伸长来装配。

GE 公司的压气机转子均采用外围拉杆螺栓连接的盘鼓式结构，止口对中，摩擦力传递转矩。用冷拉的方式达到传递转矩所需要的压紧力，结构简洁。

SGT5-4000F 燃气轮机的压气机转子部分带有一个输出端轴头和 15 级轮盘，压气机和透平转子之间用一根中空轴连接，轴头、轮盘、中空轴相互连接处外缘压紧面都铣有端面齿，中间穿有中心拉杆，通过冷拉的方式将中心拉杆拉长到一定的长度，然后在透平端轴头处用螺母锁紧，此时各轮盘连接面之间的端面齿将被互相压紧并保持对中状态，中心拉杆对应于压气机第 4、8、10 级和透平第 4 级轮盘处带有凸肩，装配时各阻尼环加热后过盈套装到中心拉杆上，起到各轮盘轴向定位的作用。

M701F 燃气轮机的压气机转子采用了上面介绍的多种结构：后 14 级采用与 GE 公司传统结构相似的外围拉杆螺栓连接的盘鼓式结构，以增大转子刚性。压气机前三级叶轮和前端轴整体锻造成一体，并与后 14 级叶轮及与透平连接的鼓筒用 12 根均匀分布在圆周方向的长拉杆紧紧连接在一起；盘与盘之间还沿径向布置了若干骑缝销钉以帮助传递扭矩，可减轻对各外围拉杆预紧力的要求。

如果把轮盘在轮缘处焊接起来，就成为焊接转子。焊接转子在轮盘粗加工后焊接，刚性好，类似于汽轮机的整锻转子，但对焊接工艺要求高。阿尔斯通公司的 GT24、GT26 燃气轮机的压气机转子是典型的焊接结构转子。

2.4 动叶—叶根、叶冠结构

压气机是高速旋转的叶轮机械，为保证压缩性能，动叶片必须有良好的气动性能，较高的机械强度，能够避免共振、抗空气氧化腐蚀并便于装拆。为了具有良好的气动性

能，压气机动叶一律采用扭转叶片，且叶型沿叶高的变化应能满足强度和振动的要求。从结构方面来说，主要是动叶在轮盘上的安装固定问题，也就是叶根的结构，按装配方式来说，有周向装入、轴向装入和插入式等几种。

2.4.1 周向装入

叶片装在轮盘的周向根槽中，常用于鼓筒式转子和焊接转子。叶根形式有 T 形、齿形和燕尾形等。图 12.6-17 所示是用于鼓筒式转子上的 T 形叶根，其结构较简单，加工较方便，但承载面积比较小，主要用于较短的叶片。这种叶根结构的缺点是叶片装拆不方便。

2.4.2 轴向装入

目前广泛采用的是燕尾形叶根，用于拉杆转子和盘式转子等。叶根的形状类似静叶，如图 12.6-18 所示。它靠两侧斜面来承受叶片的离心力，两侧夹角 2α 小的为 $30^\circ \sim 40^\circ$ ，见图 12.6-18 (a)，大的可达 $90^\circ \sim 120^\circ$ ，见图 12.6-18 (b)，后一种可降低承载面上的挤压应力。

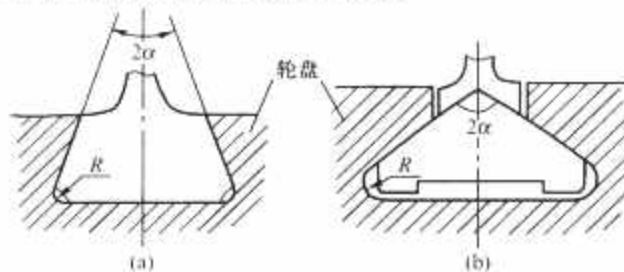


图 12.6-18 燕尾形叶根
(a) 小夹角燕尾；(b) 大夹角燕尾

叶根装在轮盘的槽中，可以是稍紧的过渡配合或间隙配合。目前广泛应用有间隙配合，它的优点是加工精度比紧装的低且拆装方便，避免紧装时可能产生的预应力，旋转时可在离心力作用下自动调位。

轴向装入的叶片需轴向定位和锁紧，以防止叶片在工作时发生轴向移动而与静叶相碰擦。一些锁紧结构如图 12.6-19 所示。如弹性卡圈、弹簧加销钉和使用锁片。目前，在各种锁紧结构中锁片锁紧的使用较多。

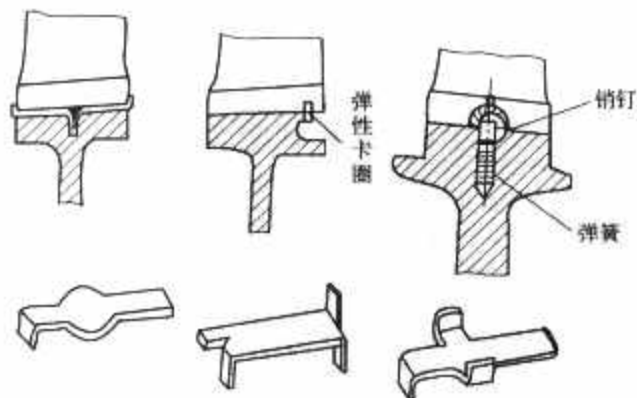


图 12.6-19 动叶的轴向锁紧和一些锁片结构

图 12.6-20 所示为另一种锁紧结构。叶根的两端各装一燕尾形的压块，在轮缘处冲铆把压块锁住，于是动叶也就被锁住了。这种锁紧方式的缺点是更换叶片时需重新冲铆，易将轮缘端面损坏。GE 公司的机组均采用这种锁紧结构。鉴于该转子各个轮盘的轮缘端面靠得很近，叶片的装拆必须在转子解体的情况下进行。西门子公司和三菱公司则采用叶根槽与动叶叶根等宽的设计，可以在转子不解体的条件下装拆叶片。

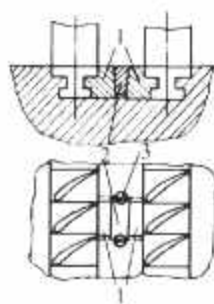


图 12.6-17 T 形
叶根及锁紧结构
1—锁紧；2—楔块；
3—骑缝螺钉

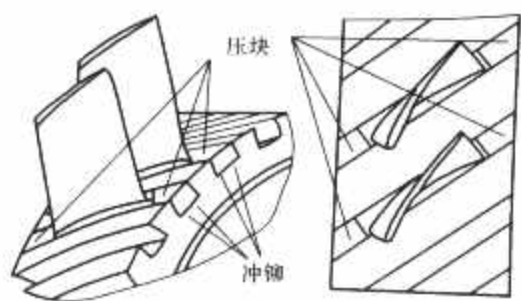


图 12.6-20 GE 公司的轮缘冲铆锁紧结构

西门子公司也采用轮缘冲铆锁紧结构。西门子压气机动叶片均为自由叶片，叶根形式为燕尾结构，轮盘外圆叶根槽上开有一平行导向槽，其尺寸与叶根长度匹配，叶片安装时直接从轴向推入。转子的前面部分使用锁条防止动叶在转子轮盘上的移动，在转子后端，通过冲铆叶根材料使叶根凹陷进转子轮盘叶根槽里来保证叶片的安全运行。

2.5 气封

气封的功能主要是减少漏气量，但在不同的应用部位，作用也各不同。在压气机进气端，气封的作用是防止含有油雾的空气被吸入压气机而粘在叶片表面，形成污垢使效率降低；在压气机出口处，气封处于压气机出口和透平进口之间，其作用是控制流到透平去的冷却空气量；在压气机静叶内环与转子之间，是减少级间漏气，提高压气机效率。

气封多采用迷宫式结构，这也是叶轮机械中非常成熟的结构。为了减少气封齿磨损导致的性能下降，还可以采用刷

式密封。图 12.6-21 为 GE 公司用于压气机出口的刷式密封的结构，并给出了与迷宫式气封的比较。由于刷式气封所采用的金属丝是柔软的，在与转动的轴径接触时会弯曲，故在静态及动态都可以保持较小的间隙，可以提高机组出力，有效地减缓性能随时间下降的速率。一般来说，在压气机出口处用刷式气封增强密封能力约能提高出力 1%，减低热耗 0.5%。

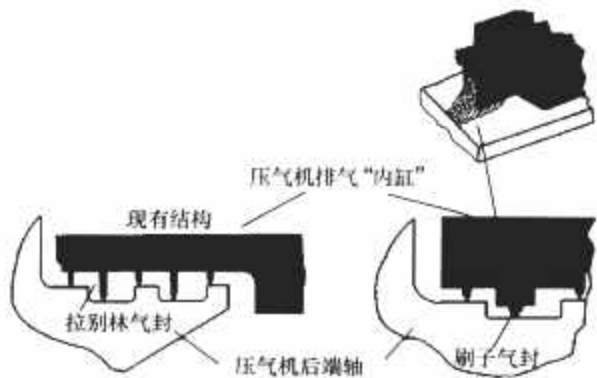


图 12.6-21 GE 公司的刷式气封典型结构

2.6 材料与涂层—选材原则、主要材料、特殊工艺

压气机由于其工作压力和温度较低，选材时应注意经济性。表 12.6-1 是目前国内引进的重型燃气轮机压气机的主要用材。

压气机叶片可能需要长时间地在腐蚀性环境下工作，为了保证叶片的寿命，因此一般采用抗腐蚀涂层。表 12.6-2 是目前国内引进的重型燃气轮机压气机的主要涂层。

表 12.6-1 国内引进的重型燃气轮机压气机的主要用材

项 目	GE-9F		西门子-SGT5-4000F		三菱 M701F	
动叶	0~8 级	0Cr15Ni17Cu2MoNbVN	1~2 级	CrNiMo165 锻件	1 级	0Cr17Ni4Cu4Nb 不锈钢
	9~14 级	AISH403 1Cr12Mo	3~10 级	Cr13 锻件	2~7 级	0Cr17Ni4Cu4Nb 不锈钢
	15~17 级	Cr10MoVNbN	11~15 级	CrMoV12-1 锻件	8~17 级	1Cr13 不锈钢
静叶	进口导叶,0~8 级	0Cr15Ni17Cu2MoNbV	进口导叶,1~15 级	不锈钢	1~6 级	1Cr13 不锈钢
	9~17 级	1Cr12Mo			7~17 级	1Cr13 不锈钢
叶轮	前端轴	30Cr2Ni4MoV	1~15 级	NiCrMoV 合金钢锻件	1~10 级	3.5Cr-Ni-Mo-V 合金钢
	1~14 级	30Cr2Ni4MoV			11~17 级	Cr-Mo-V-Nb 低合金钢
	15 级	30Cr1Mo1V				
	16 级	30Cr1Mo1V				
拉杆	2Cr12Ni1Mo1W1V		NiCrMoV 合金钢锻件		Ni 基超合金(IN-718)	
气缸	低压	球墨铸铁	低压	球铁 GJS-400-18	低压	碳钢铸件 ZG245-480
	高压	ZG15Cr2Mo1	高压	G17CrMoV5-10 铸钢	高压	铸钢 ZG15Cr1Mo
项目	GE-6B		GE-9E		三菱 701DA(E 型机)	
动叶	1~8 级	GTD450	1~3 级	GTD450	1~6 级	1Cr13 不锈钢
	9~17 级	AISH403 1Cr12Mo	4~17 级	AISH403 1Cr12Mo	7~19 级	1Cr13 不锈钢
静叶	0~8 级	GTD450	0~2 级	GTD450	1 级	1Cr13 不锈钢
	9~17 级	AISH403 1Cr12Mo	3~17 级	AISH403 1Cr12Mo	2~19 级	1Cr13 不锈钢
叶轮	2~15 级	AISH4330	1~6 级	30Cr2Ni4MoV	1~11 级	30CrNi2Mo
	16 级	Cr-Mo-V	7~15 级	B50A633D10 GE 牌号	12~19 级	1Cr10Co6MoNbVB
			16 级	30Cr1Mo1V		
			17 级	30Cr1Mo2V		
拉杆	12%Cr Alloy		Cr Alloy		Ni 基超合金(IN-718)	
气缸	低压	灰口铸铁	低压	灰口铸铁	低压	碳钢铸件 ZG245-480
	高压	球墨铸铁	高压	球墨铸铁	高压	板焊结构 16Mn

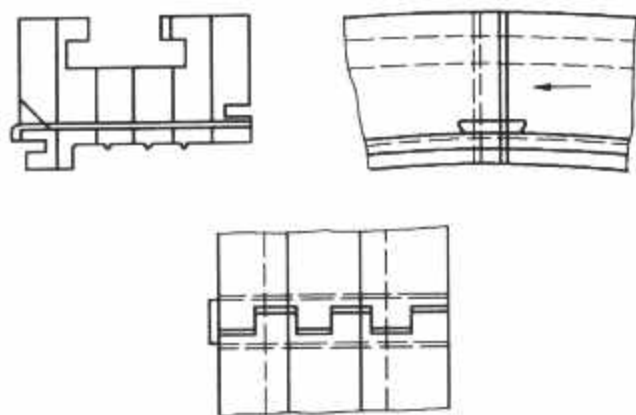


图 12.6-24 覆环结构

设置密封片,以防从齿端膨胀间隙中漏气。

图 12.6-25 所示为 SGT5-4000F 燃气轮机的透平的双层静子结构。透平持环采用上下中分面结构,用筋板和凸肩悬挂在透平缸上,内圆的静叶槽安装第 1~4 级透平静叶。透平静叶持环悬挂在透平缸上可以吸收热膨胀,它在垂直方向相对于转子的对中是用两个偏心螺栓来调整,横向对中和上半以及下半的安装都使用偏心螺栓固定。这样,当间隙变化时,同时四个偏心螺栓把力矩从静叶持环传递到外缸上。轴向位置通过静叶持环的周向槽和气缸内相应的筋板、轴销以及辅助垫片固定,轴向力通过这些部件传递到外缸上。静叶持环的二道筋板把透平缸和持环间的空间隔成几段,分别接受来自压气机不同压力级的冷却空气,冷却空气再通过持环内外壁的小孔进入静叶内部。

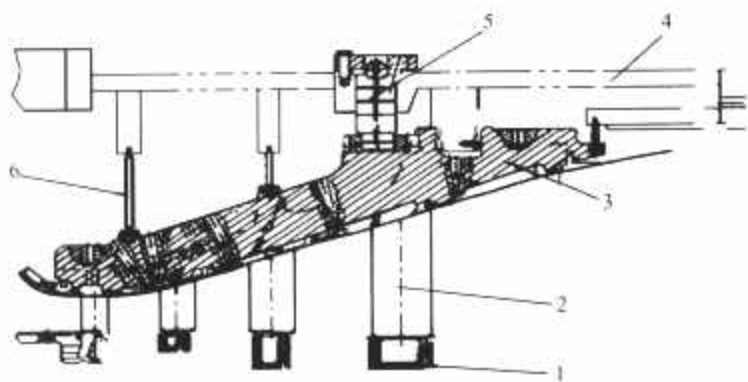


图 12.6-25 SGT5-4000F 燃气轮机的悬挂式静叶持环

1—气封环; 2—静叶片; 3—静叶持环;
4—透平缸; 5—调节螺栓; 6—密封环

图 12.6-26 是 M701F 燃气轮机的透平及持环剖面图。其处理承力和承热的方式介于上述两种结构之间。

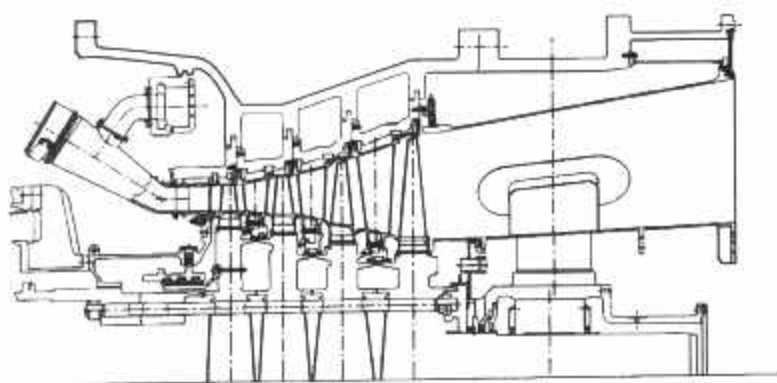


图 12.6-26 M701F 燃气轮机的透平及持环剖面图

3.2 静叶—成组、叶根、叶冠结构

透平静叶广泛采用精铸叶片,图 12.6-27 为一个示例,在静叶的上下端有外缘板和内缘板,在它们上面加工有安装

边以便静叶安装固定。由于透平进口燃气的温度很高,为了保护叶片,通常情况下透平前几级叶片内部均有从压气机引过来的冷却空气冷却叶片内部,同时冷却空气通过叶片上的微孔在叶片表面形成一层气体保护膜,这样可以有效地降低叶片的热腐蚀。另外为了减少热应力,在不用空气冷却的情况下,很多静叶也采用空心铸造叶片,使叶身部分材料变薄且厚度趋于均匀,易受热和被冷却,减少了热应力,提高了抗热冲击的能力。



图 12.6-27 SGT5-4000F 燃气轮机第一级精铸透平静叶

静叶由于燃气温度高和温度不均匀,在叶片刚度不够时较易发生扭曲或弯曲变形,单片静叶的刚度较差,而采用两片或更多片静叶组成的静叶组时,静叶的刚性可明显增强。因此,静叶组获得了广泛的应用。常用的有两叶组、三叶组,也有的用四叶组、五叶组,图 12.6-28 所示为精铸的四叶组。一般来说,在温度高的区域静叶组叶片数宜少些,即扇段数多些,以减少热应力,在温度较低的区域叶片数可多些,即扇段数少些。

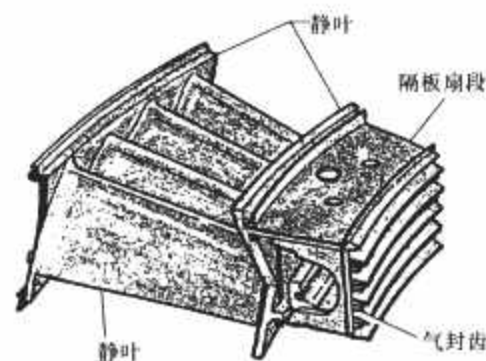


图 12.6-28 9E 燃气轮机第二级透平精铸静叶组

与扇段覆环相同,每个静叶组要用销钉定位,在静叶组之间要留有热膨胀间隙,同时也要加装密封片以防漏气。

透平静叶由于焓降大,为减少漏气而设置有内环,其上装有气封。当内环尺寸较大时一般称它为隔板。由于内环所处的区域工作温度比静叶低,产生了内环的固定定位问题,这必须很好的解决。图 12.6-28 是 GE 公司传统的结构,将静叶内环改为扇段来解决热膨胀和热对中的问题。同时静叶内环有内腔,构成透平冷却通道的一部分。

有些燃气温度不太高的透平采用焊接静叶环,或在透平中温度较低的区域(即后面的级)采用焊接静叶环,这时图 12.6-23 所示持环的固定方法也适用。由于焊接静叶环尺寸大,运行中难免发生变形,故应用不多。

3.3 转子—拉杆/焊接转子、装配、传递扭矩方式

由于透平工作温度高,在结构上有很多不同于压气机的特点。鼓筒式转子因为强度差等原因,在透平中未被应用。盘式转子主要用在仅一级或两级的透平转子中,一般采用螺栓把盘与轴或盘与盘相连接起来,在大型机组中应用也很少。下面仅叙述盘鼓式透平转子结构。

透平的盘鼓式转子,有焊接、径向销钉和螺栓连接三种形成方式。

图 12.6-29 为一焊接转子,两级轮盘在轮缘处焊接成整体。为了引导冷却空气以加强冷却,在一级动叶根部和盘面

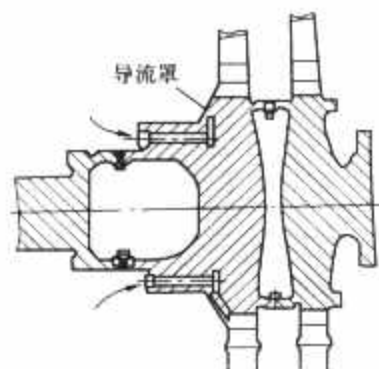


图 12.6-29 焊接转子

加装导流罩。冷却空气从 12.6-29 图中箭头处导入转子，经导流罩内流道流至一级动叶根部，流入动叶内部冷却流道冷却叶片。显然，这股空气同时冷却了一级轮盘。二级轮盘另有空气冷却。该转子经试车实测温度，燃气初温为 980℃ 时，一级轮盘轮缘处最高温度为 524℃，二级轮盘轮缘处最高温度为 471℃，可见冷却效果良好。

径向销钉转子示例如图 12.6-30 所示，它是 WP-6G 燃气轮机中燃气发生器的透平转子，两级轮盘通过连接环以径向销钉连成整体，轴与一级轮盘也以径向销钉连接。为防止径向销钉在工作时飞出，销钉装入后把销钉孔边冲铆。总装时该转子不能拆卸，二级动叶先不装，在转子装入后，先装二级静叶，再把二级动叶装在轮盘上。转子由 a 处引入一股冷却空气，一部分流至二级轮盘的轮缘对轮缘及叶根进行冷却，一部分经二级轮盘上的小孔流至盘后侧进行冷却，另有一股空气直接吹向一级动叶根部进行冷却。

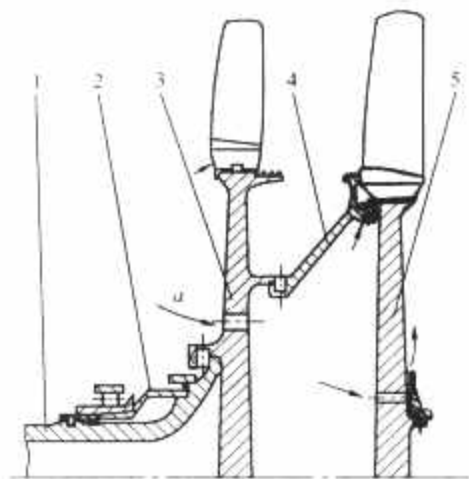


图 12.6-30 径向销钉连接的转子

1—透平轴；2—衬套；3—一级透平叶轮；4—连接环；5—二级透平叶轮

9F 燃气轮机的透平转子用短螺栓连接。半轴、一级轮盘、二级轮盘、三级轮盘、隔圈之间均以止口对中，用短螺栓连接紧固，靠压紧面摩擦力传递扭矩。

西门子公司燃气轮机转子的结构如图 12.6-15 所示，各轮盘之间以端面齿传递转矩对中，用一根粗长的中心拉杆螺栓把所有透平轮盘、压气机轮盘、前半轴和后半轴等压紧连成一体。该拉杆螺栓长约 10m，直径大，预紧力大。该转子把冷却空气引至过渡轴的空腔中，经过轮盘上的四排小孔流至各导流罩内，对一级动叶、各级轮盘、轮缘和叶根进行冷却。另有一小股空气经第四级轮盘与后半轴之间端面齿处的齿隙流出，对第四级轮盘后侧进行冷却。

至于外围长拉杆转子，目前在透平中应用很广泛，GE 公司和三菱公司均采用此种结构。图 12.6-26 即为三菱公司 M701F 燃气轮机的透平转子结构。转子对中传递转矩均依靠轮盘上的端面齿，拉杆仅承受拉应力，不承受切应力。

3.4 动叶—叶根、叶冠结构

透平动叶工作时被高温燃气所包围，工作条件很恶劣，是机组中工作寿命较短的零件之一。从结构方面来说，透平动叶主要是在轮盘上的安装问题，其次是叶顶的结构。

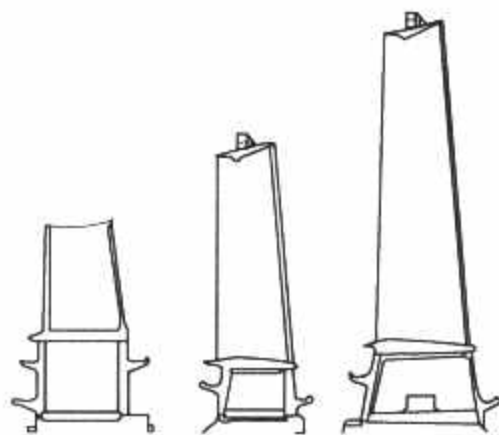


图 12.6-31 9F 燃气轮机 1~3 级透平动叶

图 12.6-31 为 9F 燃气轮机 1~3 级透平动叶，1 级透平动叶为自由叶片，其余两级均为带冠叶片，叶身底部平台用工字形长柄与枞树形叶根连接，在长柄部位两侧和叶冠上有气封齿。

图 12.6-32 为 SGT5-4000F 燃气轮机 1~4 级透平动叶，全部为自由叶片，均采用枞树形叶根，第 1、2 级叶片每个叶根有两对齿，而第 3、4 级的叶根各有三对齿。叶根/轮盘接触面正面上游的密封条和相邻叶片内围带紧贴，阻止热气流进入叶根槽。内围带构成热气流通道的内边界并防止叶根和转子轮盘边缘过热。

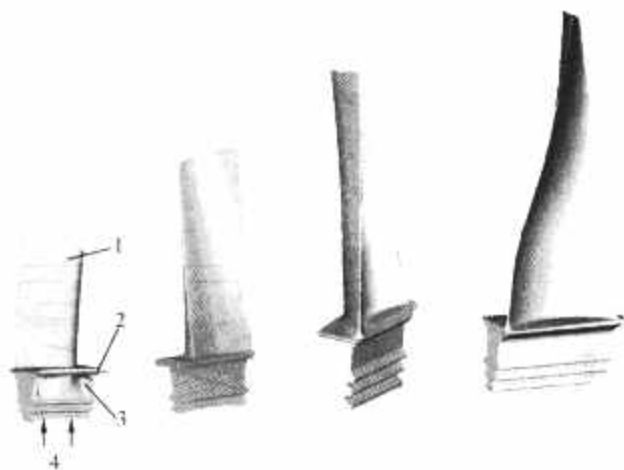


图 12.6-32 SGT5-4000F 燃气轮机 1~4 级透平动叶

1—叶片型面；2—内围带；3—叶根；4—冷却空气入口

3.4.1 叶顶

透平动叶叶顶有带冠和无冠两种。

无叶冠动叶。为减少顶部的漏气损失，必须减小和静子的径向间隙。由于透平叶型较厚，应减薄叶顶，使叶顶与静子万一碰擦时只磨掉少量金属。图 12.6-33 所示有几种叶顶减薄结构，减薄后剩下的材料厚度常为 1~2mm。图中 12.6-33 (c) 是一种唇状叶顶，它既能达到小的径向间隙，又可保持顶部原有的叶型，以减少端部损失，现代燃气轮机均采用此种结构。

带冠叶片的叶冠结构示例如图 12.6-34 所示。显然，它可减少顶部漏气损失。当叶冠上再加工气封齿后，可更多地减少漏气损失。此外，叶冠另一重要的作用是对叶片起振动阻尼作用。原因是叶片振动时，叶冠上的贴合面将发生摩擦，消耗振动能量，起减振作用，此即振动阻尼。图 12.6-34 (a)、(b)，两相邻叶冠之间贴合面平直，而图 12.6-34 (c)、(d) 呈 Z 形曲折状，Z 形的由于图 12.6-34 中 A 面在工作时因叶片扭转变形而贴紧，增大了摩擦减振的效果。因此，尽管 Z 形叶冠在装配时需一圈动叶同时装到轮盘上，比较麻烦，但由于振动阻尼效果好，使它比平直的叶冠用得更多。平直贴合面叶冠有的呈平行四边形，顶角为 β (见图 12.6-34 所示)，原因是这时叶身底部平台和与它相平行的

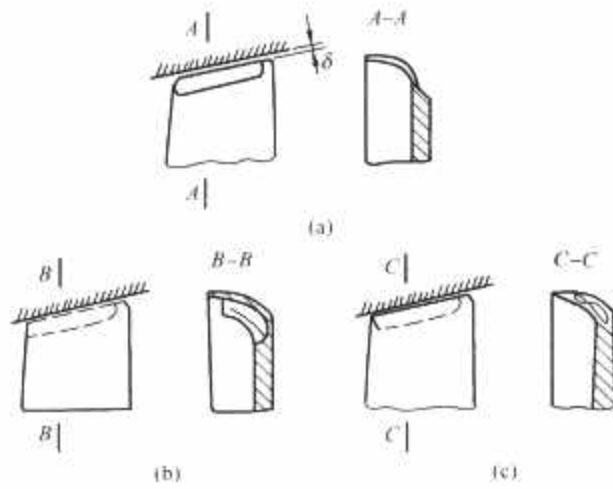


图 12.6-33 透平动叶顶部减薄结构
(a) 背弧削去; (b) 内弧削去; (c) 中间去掉

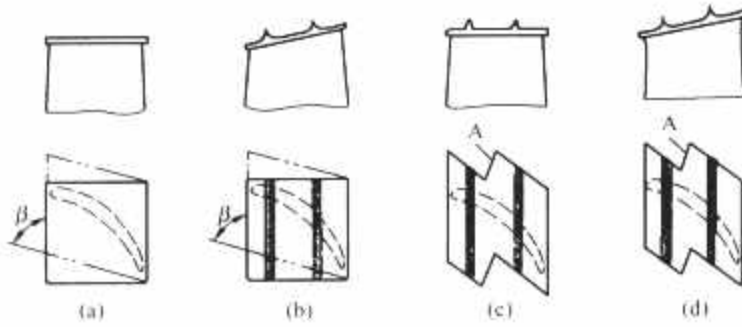


图 12.6-34 动叶的叶冠结构

叶根截面是平行四边形，顶角为 β ，否则动叶无法一片一片地装入。

3.4.2 叶根

在燃气透平中，除个别外均采用轴向装配式的枞树形叶根。这种叶根有如下优点：

- (1) 多对齿承力，强度好，承载能力大。
- (2) 尺寸紧凑，叶根形状呈楔形，接近等强度，连接重量较轻。
- (3) 采用有间隙的松装结构，能自由热膨胀，可让冷却空气从间隙中流过，增强对叶根和轮缘的冷却效果。
- (4) 拆装方便。

图 12.6-35 (a) 是常见的枞树形叶根的齿形，它的主要

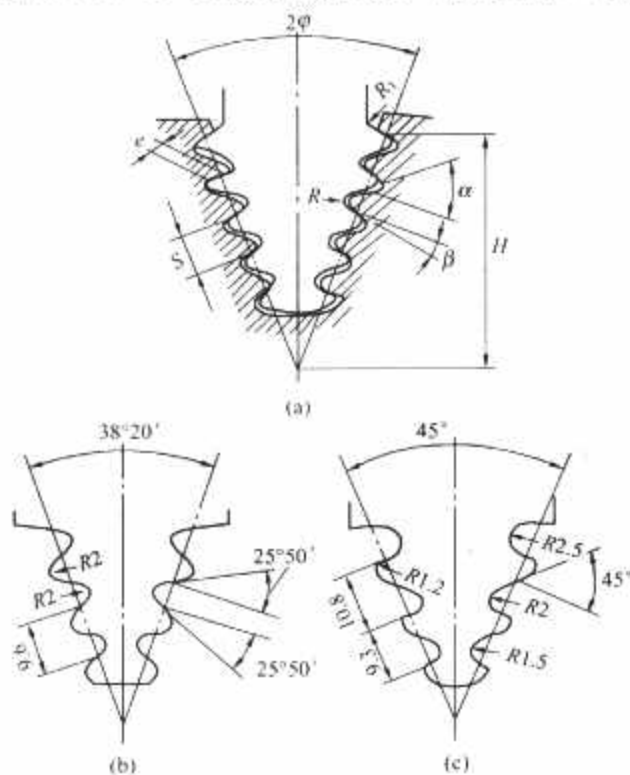


图 12.6-35 枞树形叶根的齿形
(a) 常见的枞树形齿形; (b) 齿对称的枞树形齿形;
(c) 齿距和齿大小变化的枞树形齿形

参数有齿数 Z 、楔形角 2φ 、齿高 H 、齿距 S 以及齿形的几何参数， e 为与轮盘根槽齿的接触宽度。齿数 Z 一般为 3~5 对齿，楔形角 2φ 一般为 $30^\circ \sim 40^\circ$ 。齿面倾斜角 β 一般为 $0^\circ \sim 25^\circ$ ， $\alpha + \beta = 45^\circ \sim 55^\circ$ ， e/S 为 $0.2 \sim 0.5$ ， e 为 $1.5 \sim 3\text{mm}$ ， R 为 $0.4 \sim 2.5\text{mm}$ ， R_1 为 $0.8 \sim 4\text{mm}$ 。齿高 H 在较大范围内变化，视具体情况而定。图 12.6-35 (b)、(c) 是两种与上述不同的齿形，图 12.6-35 (b) 的 $\alpha = \beta$ ，即齿对称于楔形角线的垂线，图 12.6-35 (c) 的是齿距 S 和齿的大小在变，由上至下齿的尺寸减小， S 也减小。

3.4.3 叶柄

枞树形叶根齿与叶身的连接结构如图 12.6-36 所示。在平台与根齿之间通过较长的“柄”相连接，称为长柄叶根，又称长颈叶根。长柄叶根虽然增加了叶根所承受的离心力，但它却带来了下述的明显获益：

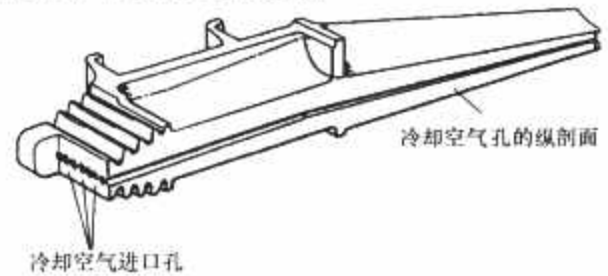


图 12.6-36 9E 透平一级动叶剖面图

(1) 减少了叶片对轮盘的传热，在配合空气冷却后，可大大降低叶根齿与轮缘的温度。

(2) 改善了叶根齿中第一对齿的承载条件和叶根应力不均匀的程度，因为它可取较大的 R_1 值。

(3) 合理地使用材料。因为镍基合金在 $650 \sim 810^\circ\text{C}$ 之间出现“塑性低谷”现象，在用长柄结构后，该现象正好出现在长柄区，由于长柄部分的应力状况比叶根齿处简单，又不承受冲击载荷，材料韧性差些问题不大。如果不用长柄，将在叶根上发生上述现象，于承载不利。

因此，在燃气温度不断提高的今天，长柄枞树形叶根获得了广泛的应用。

3.4.4 锁紧结构

轴向装配的枞树形叶根，与压气机的燕尾形叶根一样需轴向锁紧，以防叶片脱落。透平动叶锁紧结构示例如图 12.6-37 所示。图 12.6-37 (a) 为用锁片与动叶根上的凸起来锁紧，图 12.6-37 (b) 的扇形板为两片或三片动叶共用一块，将其插入叶片平台下部和轮缘上的槽中来锁紧。扇形板

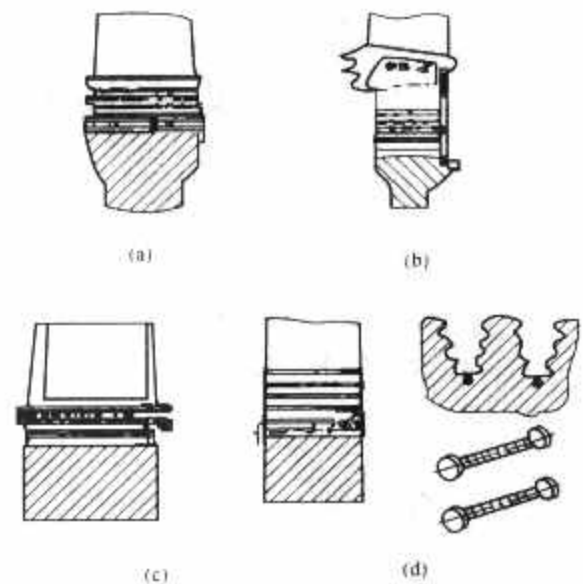


图 12.6-37 枞树形叶根的锁紧结构

- (a) 锁片锁紧; (b) 扇形板锁紧;
(c) 卡圈锁紧; (d) 锁钉锁紧和锁钉的结构

是在邻近部位几片动叶未装入的情况下从周向装入，并推至预定的位置。末叶片的装入与锁紧有多种方式，图 12.6-37 所示的机组锁紧办法是采用预弯片，这样扇形块就能放入槽中，然后将其敲平即完成了末叶片装配。图 12.6-37 (c) 用钢丝交替地嵌入叶根和每两片叶片之间的轮缘上的槽道中。图 12.6-37 (d) 的销钉锁紧结构有多种，图 12.6-37 所示的上面两种销钉需在轮盘根槽底部开较深的槽，正好把销钉的圆柱部分全部放下，见图 12.6-37 (d) 右上角图。装配时先把销钉放在轮盘的槽中，并把头部削去的一边放平，以便动叶装入。上面那种销钉在动叶装入后转过 90° ，把上端冲铆进叶根上的小孔中，销钉不再能转动而锁紧叶片，此即图 12.6-37 (d) 叶根剖面所示的锁紧结构。中间那种销钉在动叶装入后转过 180° ，把一端头部的两侧冲铆进轮缘上的凹槽中，锁住销钉，从而锁住叶片。图中 12.6-37 (d) 中下面那种销钉，实际上是一种铆钉，它骑缝装入叶根与轮缘中，把销钉末端冲铆成圆头。

3.5 气封—气封的形式、功能

轴流压气机的进口空气大约有 20% 未用于热力循环。除用于热部件冷却外，还有一部分是在动静间隙中泄漏掉了。因此，透平的气封结构在组织冷却空气和减少泄漏方面非常重要。现代燃气轮机的透平部分除使用传统的迷宫式气封外，还普遍使用蜂窝气封、刷式气封等新型气封结构。

3.5.1 蜂窝气封

蜂窝气封是将蜂窝材料嵌焊在动叶上部的覆环或持环的迷宫式气封槽内。由于蜂窝材料比复环/持环和动叶材料软，故可以在制造中将动静间隙控制在很小的范围内，而在机组的运行过程中，通过磨损蜂窝材料，获得该台机组的最小动静间隙。为确保动叶顶气封的梳齿可以有效地切入蜂窝材料，可以在动叶顶气封的进气侧设计出一个“刀齿”。图 12.6-38 及图 12.6-39 为 GE 公司典型的二、三级动叶顶蜂窝气封结构。使用该种气封使机组出力提高 0.6%，热耗降低 0.6%。

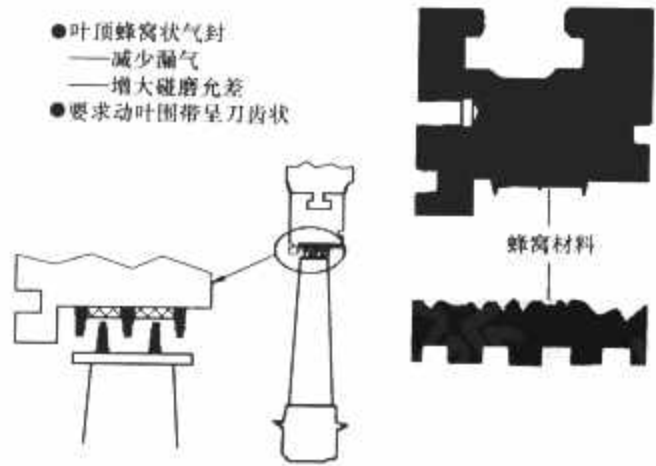


图 12.6-38 GE 公司典型的二、三级动叶顶蜂窝气封结构

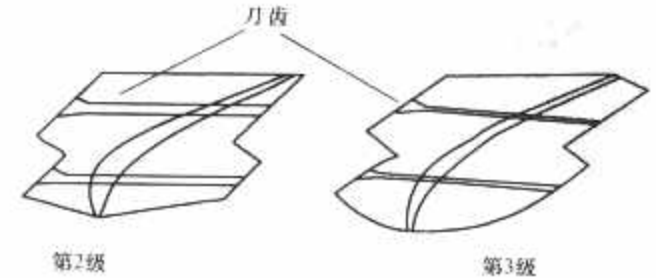


图 12.6-39 动叶围带上的“刀齿”

3.5.2 刷式气封

在透平的迷宫式气封中，还可以嵌入刷式气封，以提高密封效果。图 12.6-40 是 GE 单轴 F 级燃气轮机二级喷嘴内围带内侧与 1~2 级隔圈之间的刷式气封。使用这种气封可使机组出力提高 1%，热耗降低 0.5%。

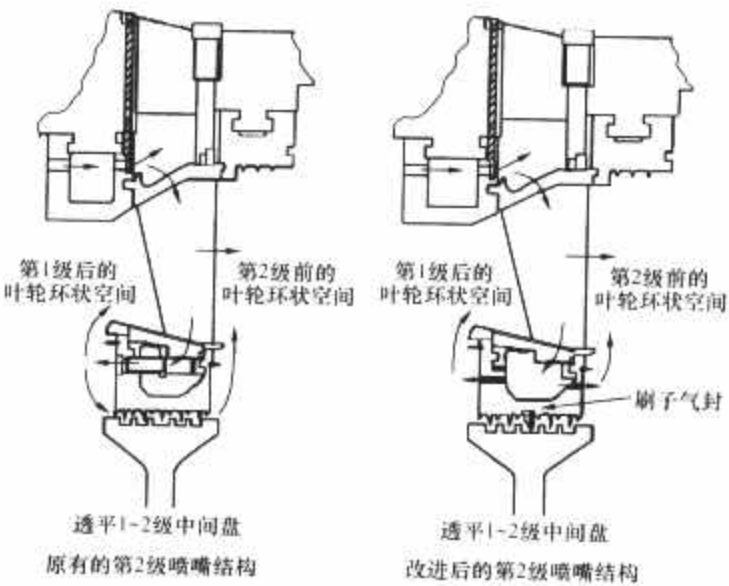


图 12.6-40 9F 燃气轮机 2 级喷嘴内围带的刷式气封

3.5.3 布条式气封

布条式气封主要用于透平覆环/持环弧段之间的密封，是对原有的爪齿式（或称作城垛式）气封的改进。布条式气封取消了弧段端面的爪齿，代之以铣有沟槽的平端面，然后在沟槽中填充柔性密封材料。布条式结构的密封件可同时对待径向和轴向的气流进行密封，并具有柔性，允许个别弧段出现失中现象。这种结构可以用于透平的高温段，可使机组出力提高 0.7%，热耗降低 0.5%。图 12.6-41 为 GE 公司一级覆环爪齿式气封与布条式气封的结构对比，图 12.6-42 为上述两种气封密封件的比较。

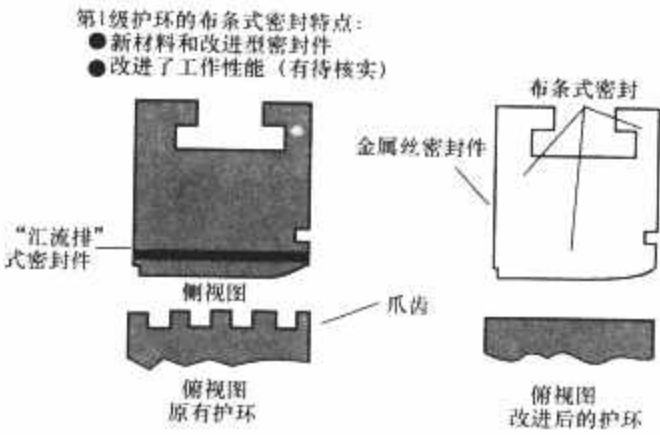


图 12.6-41 爪齿式气封与布条式气封的结构对比



图 12.6-42 “汇流排”式密封件与布条式密封件的结构对比

3.5.4 可磨涂层气封

第 1、2 两种气封虽密封效果良好，但由于都采用钎焊工艺，故不适宜在高温的透平第一级处使用，而透平第一级处过大的泄漏是导致机组性能下降的关键因素。为此，

可以使用可磨涂层技术。所谓可磨式气封是在透平一级覆环/持环的表面涂以 1mm 厚的涂层,在机组头几次启动过程中,使动叶顶部与可磨涂层摩擦,无论是否出现气缸椭圆、转子失中或覆环/持环失中,都能使燃气通道保持圆形。图 12.6-43 为 GE 透平一级覆环的可磨式气封,如果与布条式气封配合使用,可使机组出力提高 1.1%,热耗降低 0.8%。

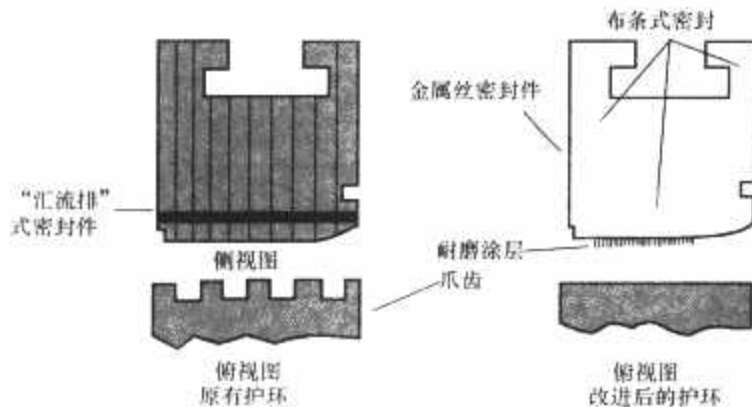


图 12.6-43 GE 公司一级覆环的可磨式气封

从整体来说,由于透平部件之间的温度梯度,在径向、轴向和周向,动静部件之间都需要有足够大的膨胀间隙。为了减少冷却空气从这些间隙泄漏,需要在不同的部位布置气封。图 12.6-44 为 SGT5-4000F 燃气轮机透平的气封布置。各级轮盘的轮缘镶有伞柄式密封片与静叶片的城墙式气封齿相对应组成迷宫式轴向密封,有效地阻止级间气流的扰动。

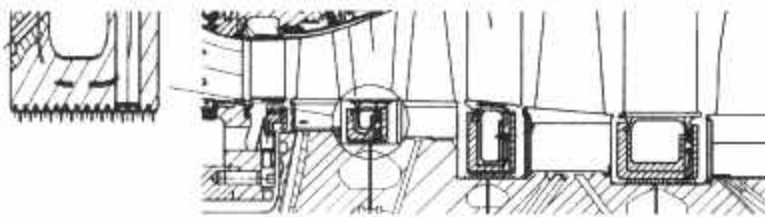


图 12.6-44 SGT5-4000F 燃气轮机透平的气封布置

3.6 材料与涂层—选材原则、主要材料、特殊工艺

3.6.1 叶片材料

透平静叶工作时被高温燃气所包围,特别是一级静叶,所接触的是温度最高且不均匀的燃气,在启动和停机时又是承受热冲击最严重的零件。因此,静叶要选用能耐高温和耐热冲击的耐热合金,现广泛应用定向结晶或单晶技术的钴基铸造合金。其次还要用空气冷却。

透平动叶现广泛采用耐高温的定向结晶或单晶技术的镍基合金精铸而成,它不仅抗热腐蚀,且能获得比锻造镍基合金更好的高温强度和蠕变以及断裂性能。采用精铸后,可得到复杂形状的内部冷却空气流道,以改善叶片的冷却效果。

随着透平进口温度的不断提高,透平动叶的铸造工艺趋向复杂。以 SGT5-4000F 燃气轮机透平为例,该透平第一级叶片采用了单晶或定向结晶叶片,第二、三级采用定向结晶叶片,第四级采用了高温合金叶片,前三级叶片表面还带有陶瓷涂层。

3.6.2 轮盘材料

根据机型不同,透平轮盘的工作温度在 450~1300℃ 之间,对 F 级机组需要采用高强度、高蠕变性能的材料,如西门子的 X12CrMoWVNbN10-1-1 马氏体不锈钢锻件。轮盘

精加工后直径可达 $\phi 1735\text{mm}$,质量可达 7000kg,锻件应采用电渣重熔方法冶炼,必须有足够吨位的压机锻透轮盘锻件,保证组织均匀,而且要求具有较高的冶金质量。

E 级燃气轮机,要求则要低一些。9E 燃气轮机的三级透平轮盘及半轴为 CrMoV 钢,可以较好地控制成本。

3.6.3 拉杆材料

采用中心拉杆和外围拉杆的转子,拉杆都是非常重要的受力部件。

SGT5-4000F 的转子中心拉杆毛坯采用长约 10m,直径约 $\phi 500\text{mm}$ 的 NiCrMoV 合金钢棒状锻件。材料强度等级为 770~870MPa,含硅量低,因此冶炼需采用真空碳脱氧和电渣重熔工艺,以保证杂质元素含量尽可能低,锻件冶金质量要求较高,需要用多角度探头对整个锻件进行 100% 的超声波检查。

M701F 燃气轮机的透平转子拉杆一共有 12 根,毛坯长 2380mm,直径 $\phi 89\text{mm}$,材料牌号为 IN-718。

3.6.4 叶片涂层

现代燃气轮机透平前几级动叶均采用隔热涂层。

由于燃料和空气中往往含有腐蚀性成分,因此提高透平动叶耐腐蚀能力是燃用多种燃料的燃气轮机的重要课题。GE 的 9E/6B 燃气轮机是多种燃料燃气轮机,它的透平一、二级动叶均使用了 GT-29 IN PLUS 涂层。这是一种采用真空等离子喷涂工艺的铝化物涂层,渗透在动叶外表面和内部冷却孔通道上,可以有效地抵抗燃用高硫燃料时产生的高温腐蚀。此外,透平一级动叶还可以采用更先进的 GT-33 IN COAT 涂层,其相对 GT-29 IN PLUS 涂层具有更好的抗穿透性裂纹的能力。

3.6.5 叶轮超速预应力工艺

叶轮超速预应力工艺是透平/压缩机的轮盘类部件采用的一种特殊工艺。该工艺根据轮盘材料和工作应力水平分别在热态或冷/热态条件下作高速回转,以暴露材料的隐性缺陷,改善材料的性能。冷态实验是将轮盘冷却到脆变温度 (FATT) 以下作高速回转。此时轮盘处于脆性状态,如存在严重的裂纹,就会损坏。高温实验则是在比 FATT 高得多的温度下作高速回转,此时轮盘内孔在离心力作用下发生塑性变形,一旦轮盘停止回转,在内孔处将产生残余压应力。这种残余压应力在机组运行中将抵消一部分内孔的拉应力,从而提高低周疲劳寿命,因此称之为超速预应力处理。GE 公司燃气轮机的所有透平的轮盘、隔圈、半轴均采用此种工艺,压气机末级轮盘也采用此种工艺。图 12.6-45 为高温回转带来的轮盘性能改进。

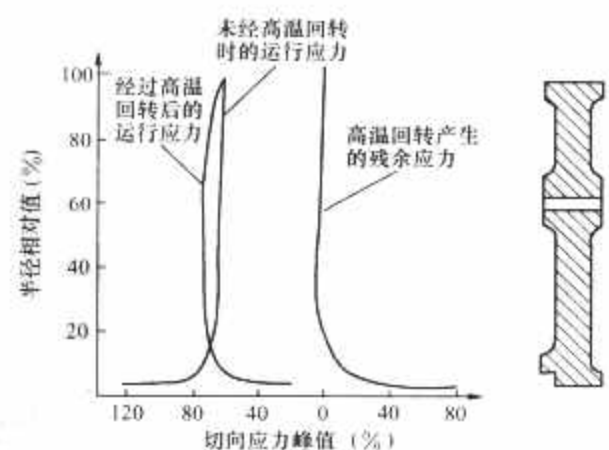


图 12.6-45 高温回转带来的轮盘性能改进

国内引进的重型燃气轮机透平的主要用材见表 12.6-3。国内引进的重型燃气轮机透平叶片涂层见表 12.6-4。

表 12.6-3 国内引进的重型燃气轮机透平的主要用材

项目	GE-6B		GE-9E		GE-9F		西门子-SGT5-4000F		三菱 701DA (E 型机)		三菱-701F	
动叶	1	GTD 111	1	GTD 111	1	DS GTD 111	1	单晶铸件	1	IN-738LC	1	MGA1400 (DS) 三菱牌号
	2	IN738	2	GTD 111	2	GTD 111	2	定向结晶铸件	2	U-520	2	MGA1400 三菱牌号
	3	IN738	3	IN738	3	GTD 111	3	定向结晶铸件	3	U-520	3	MGA1400 三菱牌号
							4	高温合金钢锻件	4	U-520	4	MGA1400 三菱牌号
叶轮	1	Cr-Mo-V	1	Cr-Mo-V	1	IN706	1	30Cr2Ni4MoV	1	10325TG	1	30Cr2Ni4MoV
	2	Cr-Mo-V	2	Cr-Mo-V	2	IN706	2	30Cr2Ni4MoV	2	10325TG	2	30Cr2Ni4MoV
	3	Cr-Mo-V	3	Cr-Mo-V	3	IN706	3	30Cr2Ni4MoV	3	10325TG	3	30Cr2Ni4MoV
							4	30Cr2Ni4MoV	4	10325TG	4	30Cr2Ni4MoV
拉杆	12%Cr alloy		12%Cr alloy				NiCrMoV		Ni 基超合金 (IN-718)		Ni 基超合金 (IN-718)	
喷嘴	1	FSX 414		FSX 414		FSX4 14	1	单晶铸件	1		1	MGA2400 三菱牌号
	2	GTD 222		GTD 241		GTD 222	2	定向结晶铸件	2		2	MGA2400 三菱牌号
	3	GTD 222		GTD 241		GTD 222	3	定向结晶铸件	3		3	MGA2400 三菱牌号
							4	合金钢铸件	4		4	MGA2400 三菱牌号
气缸		球墨铸铁		球墨铸铁		ZG15Cr2Mo1	气缸	16Mo3 钢板焊接件		板焊结构 16Mn	气缸	ZG15Cr1Mo
							持环	G17CrMo5-5 铸铜件				

表 12.6-4 国内引进的重型燃气轮机透平叶片涂层

项目	GE-6B		GE-9E		GE-9F		西门子-SGT5-4000F		三菱 701DA (E 型机)		三菱-701F	
动叶	1	GT33	1	GT33	1	Co-Cr-Al-Y	1	内部渗铝、外部底层MCrAlY 金属保护层 表面ZrO ₂ +Y ₂ O ₃ 陶瓷隔热保护层	1	底层 CoNiCrAlY0.1mm 顶层 ZrO ₂ .8Y ₂ O ₃ (204NS- G) 0.35mm	1	TBC
	2	无	2	GT33	2	Co-Cr-Al-Y	2	内部渗铝、外部底层MCrAlY 金属保护层 表面 ZrO ₂ +Y ₂ O ₃ 陶瓷隔热保护层	2	顶层 ZrO ₂ .8Y ₂ O ₃ (204NS- G) 0.3mm	2	TBC
	3	无	3	Cr alloy	3	无	3	内部渗铝、外部 MCrAlY 金 属保护层	3	Co32Ni21Cr8Al0.5Y	3	
							4	外部渗铬	4	Co32Ni21Cr8Al0.5Y	4	
喷嘴	1	无	1	无	1	无	1	外部底层 MCrAlY 金属保护 层 表面 ZrO ₂ +Y ₂ O ₃ 陶瓷隔热 保护层	1		1	TBC
	2	铝化物	2	铝化物	2	铝化物	2	内部渗铝、外部底层MCrAlY 金属保护层 表面 ZrO ₂ +Y ₂ O ₃ 陶瓷隔热保护层	2		2	TBC
	3	铝化物	3	铝化物	3	铝化物	3	内部渗铝、外部底层MCrAlY 金属保护层 表面 ZrO ₂ +Y ₂ O ₃ 陶瓷隔热保护层	3		3	
							4	外部渗铬	4		4	

4 压气机—透平整体转子与支承

4.1 压气机与透平转子的连接及与外部的连接

燃气轮机的轴系连接问题分为两个部分：一是压气机转子与透平转子的连接，也称为内部连接；二是与负载、启动系统及组成单轴机组时与底循环设备的连接，也称为外部连接。

4.1.1 压气机与透平转子的连接

重型燃气轮机压气机与透平转子的连接方式各异,但均

为高精度的刚性连接。西门子公司采用中心拉杆结构，在压气机转子与透平转子之间用刚性的套筒作为轴向定距段，其刚性好，抗扭振能力强。其余机组多使用法兰螺栓直接连接，也有使用过渡轴/法兰螺栓连接的，如三菱公司的机组，如图 12.6-46 所示，基本特点都是采用尽可能大的径向尺寸，以增加整体转子的刚性，并构成压气机与透平转子之间的冷却空气通道。GE 公司 9E 燃气轮机由于是三支点轴系，压气机和透平转子的连接则采用了典型的整体联轴器连接结构。

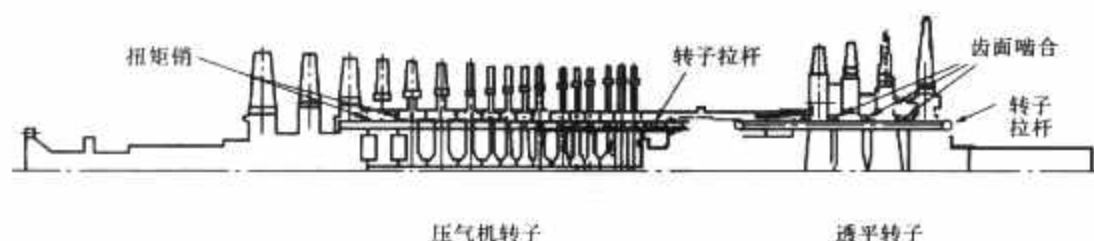


图 12.6-46 701F 机组压气机转子与过渡轴的连接

4.1.2 与外部设备的连接

燃气轮机转子与外部设备的连接通过各种联轴器实现。

4.1.2.1 刚性联轴器

图 12.6-47 为典型的两端带法兰的刚性联轴器。大功率机组与负载设备的连接一般采用刚性联轴器，但与汽轮机设计比较，联轴器壁面较薄，对材料韧性和低温性能的要求较高。刚性联轴器结构简单，除传递转矩外还可以传递轴向力。缺点是要求装配时两转子对中良好，以免发生振动。

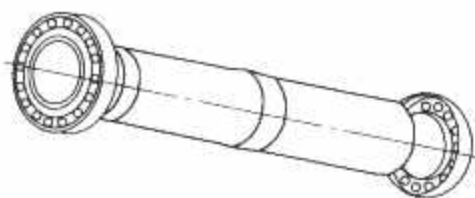


图 12.6-47 典型的刚性联轴器

4.1.2.2 齿式联轴器

如图 12.6-48 所示的齿式联轴器是挠性联轴器的一种，详细资料可查阅传动专业的相关书籍。由于齿式联轴器的传递转矩能力较小，在重型燃气轮机中多用于辅助传动，如与启动系统连接。与刚性联轴器比较，齿式联轴器结构复杂，根据应用场所，还需要脂润滑或油润滑，以减少磨损和发热，但对中性能良好，可以适应运行过程中的轴线变化，因此应用广泛。

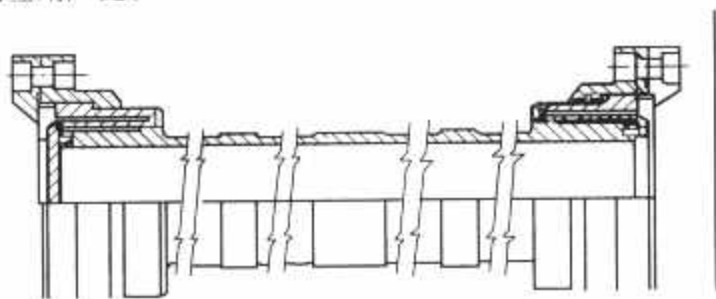


图 12.6-48 典型的齿式联轴器

4.1.2.3 膜片式联轴器

膜片式联轴器是挠性联轴器的一种，详细资料可查阅传动专业的相关书籍。膜片式联轴器的传递转矩能力大于齿式联轴器，小于刚性联轴器，可达 60MW。在重型燃气轮机中除用于辅助传动外，还可以用于中等功率机组的负载传动。膜片式联轴器不需要润滑，所以又称为干式联轴器，其对中性能和可靠性均好于齿式联轴器。虽然价格较高，但由于其优良的性价比，作为高端产品被广泛应用。

4.1.2.4 SSS 离合器

SSS 离合器是超越式离合器的一种。西门子单轴联合循环机组即采用 SSS 离合器来连接汽轮机与燃气轮机拖动的主发电机，这种连接方式可以在较小的启动功率下有效的保证燃气轮机单独快速启动，如图 12.6-49、图 12.6-50 所示。

机组启动时 SSS

离合器脱开，汽轮机处于静止状态，利用变频启动装置，燃气轮机拖动发电机启动、升速、点火，直到并网带部分负荷。当燃气轮机的排气使余热锅炉的蒸汽达到汽轮机的启动参数后，汽轮机开始启动并升速，当汽轮机的转速达到

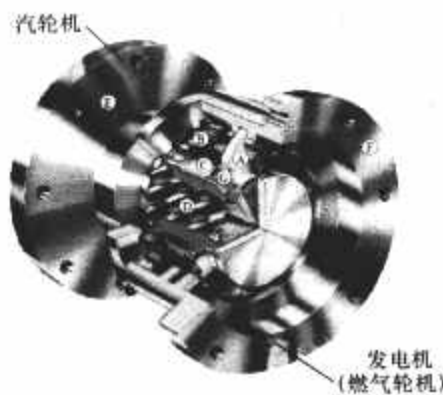


图 12.6-49 SSS 离合器外形图

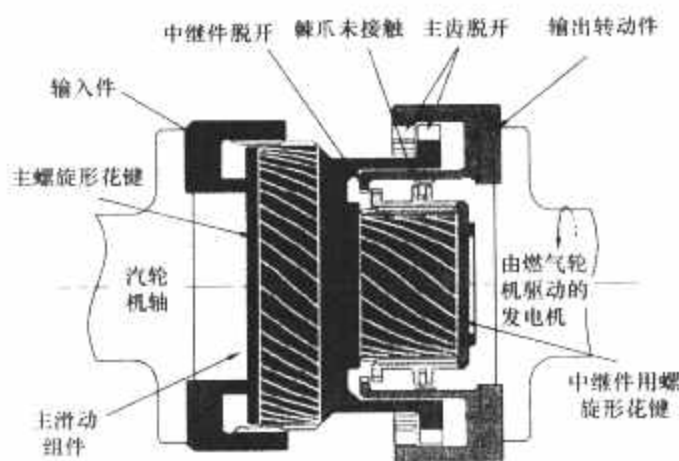


图 12.6-50 SSS 离合器示意

或者超过燃气轮机发电机轴转速时，SSS 离合器自动啮合，汽轮机输出功率与燃气轮机共同驱动发电机。停机时，当汽轮机转速低于燃气轮机发电机轴转速时，SSS 离合器自动脱开。在中小功率机组上，还可将 SSS 离合器置于燃气轮机与发电机中间，用于发电机进相运行时将燃气轮机解列。采用 SSS 离合器增加了运行的灵活性。但由于其价格较高增加了设备费用。

4.2 转子支承—两支点与三支点轴系

单轴燃气轮机中的整体转子大多数采用双支点支承，少数采用三支点支承，个别采用 4 支点支承。

图 12.6-51 为双支点支承的转子，图 12.6-51 (a) 的两个轴承位于转子的两端，称两端支承，图 12.6-51 (b) 的透平转子是悬臂的，称悬臂支承。两者相比较，图 12.6-51 (b) 的悬臂端轴承的载荷明显增大，同时为使转子有足够的刚性，该处轴径较大，轴承的设计较为困难。图 12.6-51 (a) 两端支承的轴向距离长，要注意转子刚性问题，功率大于 100MW 的重型燃气轮机转子广泛应用了这种双支点支承结构。在小功率燃气轮机中，透平级数仅一、二级，大多采用悬臂支承，可使结构紧凑。

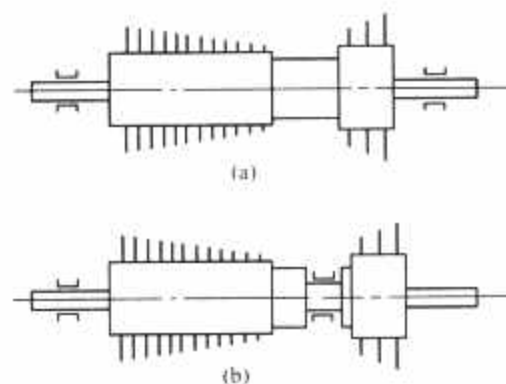


图 12.6-51 转子双支点支承示意

(a) 两端支承；(b) 悬臂支承

图 12.6-52 为三支点支承的转子。方案图 12.6-51 (a) 当采用双支点两端支承时转子刚度不够，可以在压气机和透平之间加一轴承。GE 公司的 MS7001E 和 MS9001 燃气轮机即是。方案图 12.6-51 (b) 是在采用顺流式环管和环型燃烧室（见图 12.6-2）的燃气轮机中，透平转子要用悬臂支承时使用，因这时压气机和透平之间距离大。

与双支点支承相比较，三支点的三个轴承装配同心度要求较高，以避免对转子临界转速有影响。显然多一个轴承，使结构趋于复杂，故图 12.6-52 所示三支点支承结构应用不多。

图 12.6-53 为四支点支承的转子。这是早期分散布置的重型机组的转子支承方案，随着分散布置结构被淘汰，该支

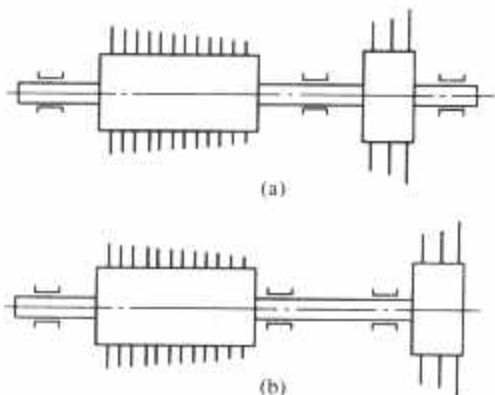


图 12.6-52 转子三支点支承示意

(a) 压气机和透平之间加一轴承方案；

(b) 压气机两端支承和透平转子悬臂支承方案

承方案就自然地被人们所放弃。

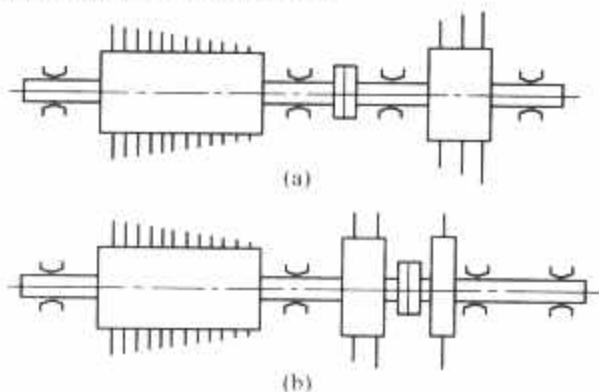


图 12.6-53 转子四支点支承示意

(a) 压气机和透平各有两支承；

(b) 压气机两支承，高、低透平均悬臂支承

目前，重型单轴燃气轮机中广泛应用双支点方案，它结构简单，且能安全可靠地运行。为避免轴承跨距过大，应尽可能地缩短压气机与透平之间的距离，因此，重型燃气轮机中大多采用布置在压气机外围的回流式燃烧室，有效地缩短了机组轴向尺寸。

4.3 机组的支承与固定

4.3.1 燃气轮机固定的要求

现代燃气轮机都是整体式结构，一般都在靠近机组前端和后端支承固定。支承的具体结构有多种，但不论是哪一种均应满足下述要求：

(1) 支承固定应牢固、稳定、振动小，能承受各种可能的作用力，即机组的重量、旋转倾覆力、轴向力和振动力等，使机组在这些力的作用下能长期安全运行。

(2) 前后两端的支承应靠近前后轴承座，且两端支承之间的轴向距离应近些，使静子保持好的刚性。

(3) 机组在支承处的热膨胀不受阻碍，在运行时机组中心线保持不变且被轴向定位。

(4) 机组功率输出端的联轴器处轴向热膨胀位移量应小。

4.3.2 绝对死点

燃气轮机工作时，满足上述要求的支承结构，必然有一处相对于地面的位置保持不变，否则机组的轴向位置将无法被定位。该相对于地面位置不变的点，即一般所说的“死点”。另外，机组的转子与静子的相对轴向位置，在推力轴承处保持不变，也是一个死点。为区别这两个死点，将前者称为绝对死点，后者称为相对死点。绝对死点通常习惯地称为机组死点。

绝对死点是靠燃气轮机的支承结构，与热膨胀导键相配

合而实现的。通常，不允许机组作轴向移动的支承点，就是机组绝对死点所在处。因此，在机组前后两端的支承中，总有一端是不允许机组作轴向移动的死点，而另一端的支承则允许机组沿轴向自由热膨胀。

图 12.6-54~图 12.6-56 是 GE 公司热端输出的单轴燃气轮机支承和固定的传统结构。机组的转子在两端支承，前轴承座在压气机进气机匣内，后轴承座在透平扩压机匣内，自排气端输出功率。机组前支承在压气机缸的后端，为一半月形钢板。由于板较薄，能作弯曲弹性变形，故称弹性板，允许机组轴向移动。机组后支承在透平缸的后部，左右两侧各一，为钢板焊接件，用水冷却，可减少由于受热而产生的垂直方向的伸长，并允许气缸横向热膨胀。机组底键在透平缸后端下部正中，用一根水平方向的销子将燃气轮机本体固定在轮机底盘上。这样底键与后支承构成了机组的绝对死点。当机组的前后支承受压稳定性良好，且与气缸和底盘的连接牢固可靠时，就构成了一良好的支承系统，使机组被可靠地支承固定，工作时能自由热膨胀，又保持中心不变。

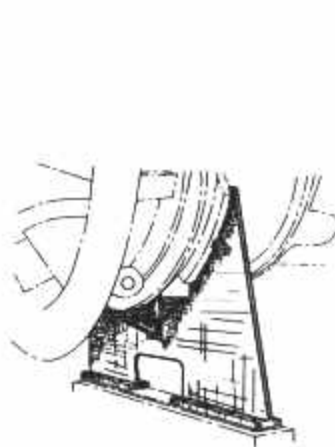


图 12.6-54 机组前支承

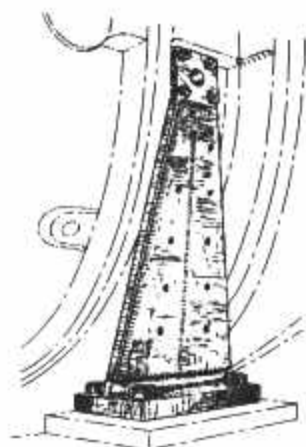


图 12.6-55 机组后支承

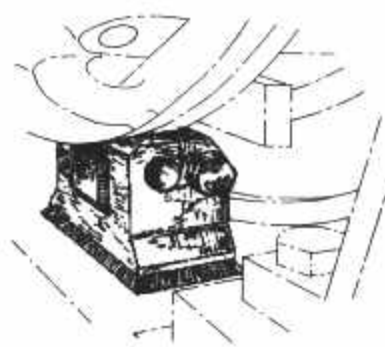


图 12.6-56 机组底键

图 12.6-57 则为西门子公司冷端输出的单轴燃气轮机支承和固定的结构。机组自进气端输出功率。机组前支承在压气机轴承座的两侧，为两个焊接结构支座，其相对死点与绝对死点重合。机组后支承在透平缸的后部左右两侧各一，为带有一定韧性的弹性摇杆支承，可同时吸收由于受热而产生的垂直方向的伸长以及气缸轴向位移。为了防止机组热端由于局部受热而造成横向偏移量过大，在透平缸的后部中心线位置同时装有导向支承，起到了引导机组膨胀方向的作用。

4.3.3 机组胀差

燃气轮机从启动到满负荷，转子和气缸的温升可以高达 400~600℃，转子和气缸的伸长量可观。冷态启动时静子部件先受热膨胀，转子部件后达到热稳态。对应不同的启停状态，轴向动静间隙的变化复杂。燃气轮机本身的设计已经充分考虑了这一特点，机组胀差问题主要考虑对负载端的影响。如果负载设备不能适应燃气轮机的胀差变化，则需要

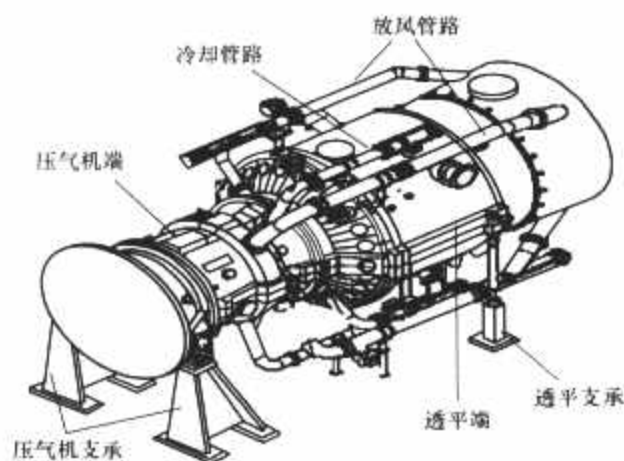


图 12.6-57 西门子公司冷端输出的单轴燃气轮机支承

轴系中考虑可吸收轴向位移的柔性环节。图 12.6-58 为分析转子功率输出端胀差的示意图。

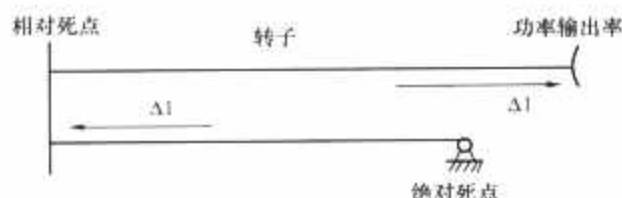


图 12.6-58 转子功率输出端胀差示意

5 轴承与轴承座

重型燃气轮机中采用滑动轴承。

5.1 径向轴承

径向轴承按其结构的不同有圆柱形轴承、椭圆轴承、多油楔轴承和可倾瓦轴承等，重型燃气轮机中以椭圆轴承、可倾瓦轴承使用较多。轴承中有两个主要结构参数，一是轴承宽径比 B/D ， B 为轴承宽度， D 为轴承直径，一般的范围为 $0.4 \sim 1.0$ 。另一是相对间隙 $\phi = \delta/D$ ， δ 为轴承的直径间隙，一般 ϕ 为 $0.001 \sim 0.002$ 。

5.1.1 圆柱形轴承

轴承为圆柱孔形，其直径大于轴颈直径。轴颈旋转时，由于润滑油有黏性，轴颈表面就带着滑油沿油楔至轴承底部，形成油膜把轴颈抬起，使轴颈与轴承隔开，变干摩擦为液体摩擦，轴承能长期安全可靠地运行。

圆柱形轴承结构简单，承载能力强。但由于它仅在底部有一油膜来承载，在高速下工作时稳定性差，容易发生油膜振荡，故工作的圆周速度不能太高，通常不超过 $50 \sim 60 \text{ m/s}$ 。

5.1.2 椭圆轴承

轴承加工时，在中分面处垫以薄片，加工完后，去除该垫片即成为椭圆轴承，如图 12.6-59 所示。垫片的厚度视轴承直径的大小而定。轴承的左右间隙 δ' 大于上下间隙 δ ，因此，在上下半亦有油楔，轴颈旋转后，在轴承的底部和上部各有一油膜，分别承受转子上下两个方向的作用力。显然，椭圆轴承的抗振性优越于圆柱形轴承，特别是垂直方向的抗振性显著改善，高速稳定性比圆柱形轴承好。为使滑油流向上下两油楔中，椭圆轴承的滑油必须从轴承两侧的水平中分面处同时流入，即图 12.6-59 中左右两沟槽处流

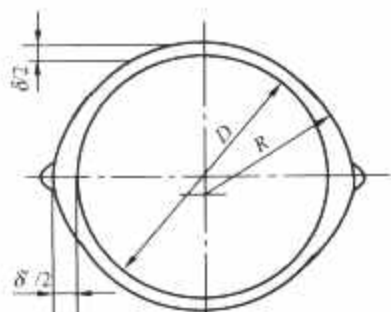


图 12.6-59 椭圆轴承示意

入，确保上下两处均形成油膜。为减少滑油的泄漏，该两轴向进油沟槽两端不开通。

由于椭圆轴承结构与圆柱形的同样简单，加工也方便，而稳定性却得到了改善，故应用较广泛。图 12.6-60 为 9E 燃气轮机二号轴承采用椭圆轴承结构。

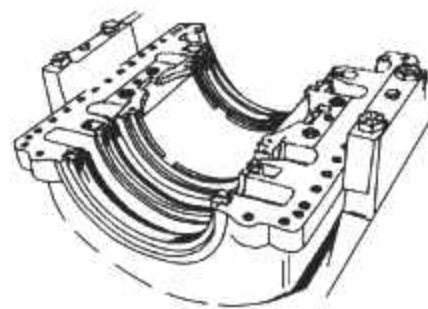


图 12.6-60 9E 燃气轮机二号轴承结构

5.1.3 多油楔轴承

为进一步提高轴承的高速稳定性，可增加轴承油楔的数目来形成更多的油膜，即多油楔轴承。多油楔轴承有三、四、五油楔轴承，与圆柱形轴承相比较，它们的承载能力降低了，这是其弱点。但对于要求轴承高速稳定性好的场合，轴承载荷往往较轻，可使用多油楔轴承。

图 12.6-61 所示为一种三油楔轴承，滑油从三个轴向沟槽进入，在三个油楔中形成三个油膜。该轴承的特点是三个进油沟槽沿圆周均布，且两沟槽之间轴承表面对称，故转子能正转或反转。图 12.6-61 中所示轴承表面圆弧半径 R 的中心与轴承中心的偏心 e 约为 $0.005D$ 。

5.1.4 可倾瓦轴承

它是在多油楔轴承的基础上把各个油楔部分的轴瓦分割开来，分别支承在支点上，成为能活动的瓦块而得到的。工作时每个瓦块能摆动，自动调整到最佳位置。可倾瓦轴承又称摆动瓦轴承，瓦块数一般为 $3 \sim 5$ 块。图 12.6-62 为 9E 燃气轮机三号轴承座结构。

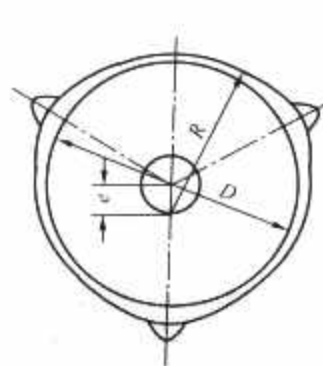


图 12.6-61 三油楔轴承示意

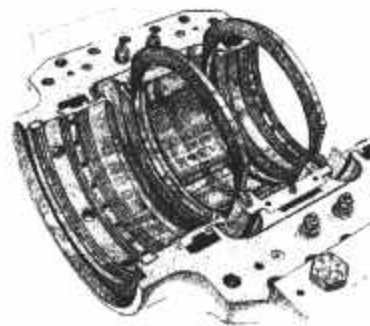


图 12.6-62 9E 燃气轮机三号轴承座结构

可倾瓦轴承的高速稳定性比上述几种轴承都好，已被用于轴颈圆周速度达 100 m/s 以上的场合。因此，尽管可倾瓦轴承的结构复杂，生产成本低，但由于工作稳定性良好，使它获得了越来越广泛的应用。

5.2 推力轴承

5.2.1 轴向推力

燃气轮机工作时，气流对压气机转子和透平转子都要产生轴向作用力，使转子做轴向移动。为此，机组中都要用推力轴承，以它来抵消轴向推力和使转子轴向定位。

不论在压气机或透平中，轴向推力的方向都是从气流的

高压端指向低压端。由于压气机的级数多,故其轴向推力比透平的大。对于一般的燃气轮机,在同一转子上的压气机和透平的轴向推力方向正好相反,起平衡抵消作用。由于 $P_c > P_t$, 剩余推力 P 是整个转子的轴向推力,方向与 P_c 的相同。另外,还可以在压气机中采取措施来减小压气机的轴向推力来减少总的轴向推力。

5.2.2 推力轴承

和径向轴承一样,推力轴承也是靠压力油膜来承载的。该轴承瓦块和上述可倾瓦径向轴承一样能摆动,工作时在与转子上的推力盘之间的楔形间隙(油楔)中形成压力油膜。油膜中压力分布在接近瓦块的末端达到最大值。

图 12.6-63 所示的自动均载的推力轴承获得了广泛的应用。它的结构特点是瓦块支承在两排活动的支承块上,靠支承块的杠杆平衡原理来达到均载的目的,轴承在工作时各个瓦块的载荷是一样的。它由于能自动均载,使工作可靠,寿命长,故尽管它结构复杂,制造成本高,仍然获得了广泛的应用。

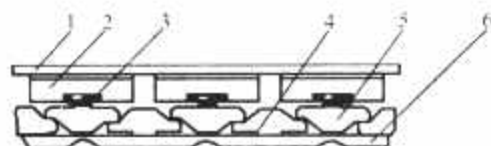


图 12.6-63 自动均载的推力轴承瓦块支承结构

1—推力盘; 2—推力瓦块; 3—支承球头; 4—下支承块;
5—上支承块; 6—底座环

除瓦块能摆动的推力轴承外,还有不能摆动的非自位式推力轴承,如图 12.6-64 所示。图 12.6-64 所示的轴承有 8 个瓦块,每个面上都有斜面部分以形成油楔,使工作时在每个扇形面处都形成油膜。这种轴承结构较简单,但承载能力差。

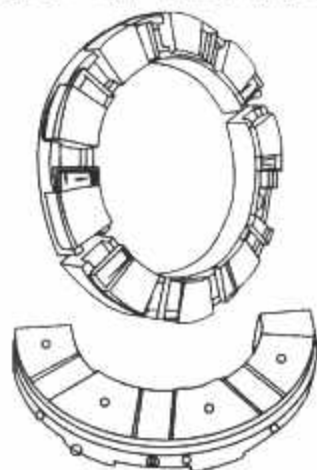


图 12.6-64 非自位式
推力轴承

为防止机组运行时转子中出现反向的轴向推力,使转子作反向的轴向移动,推力轴承必须在推力盘两侧均设置推力瓦。通常把承受轴向推力的一侧称为主推力面,防止转子反向移动的一侧称为副推力面。主推力面通常选用自动均载推力轴承,副推力面通常选用非自位式推力轴承,以降低成本。也有的机组的推力轴承,

主、副推力面均采用尺寸一样、结构相同的轴承,这样结构统一,两侧瓦块能通用。

5.3 联合轴承

通常,推力轴承位于转子的一个径向轴承附近。为紧凑结构,设计了把径向和推力轴承组合成一体轴承,称为联合轴承。联合轴承有两种基本组合方式,一是把推力轴承与径向轴承较紧地靠在一起,另一是在径向轴承两端各设置一推力面,形成更为紧凑的结构。图 12.6-65 为 SGT5-4000F 燃气轮机的压气机端轴承,采用第二种组合方式,推力轴承由主副两个推力面来限制转子的轴向位移,并为机组的绝对死点,同时也是整套机组以及所有辅助系统的相对死点,所有辅助系统的相对坐标均以压气机轴承座的中心线与转子的中心线的交点为原点。主副推力轴承分别由 4、6 片推力瓦块组成。推力瓦块用圆柱销固定

在轴承壳体内并支托在弹性垫片上,当正常工作时可以使所有的推力瓦块均获得均匀的负荷分配。油从径向轴承的侧面开槽进入。装在两端的上下半轴承套筒内的热电偶用来监测巴氏合金的温度。

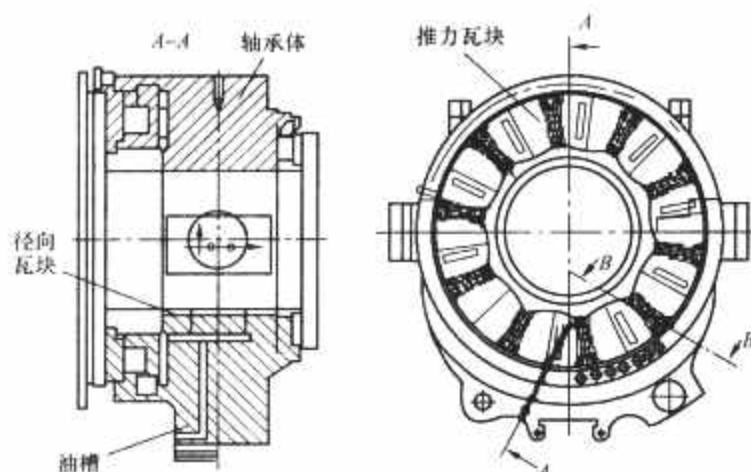


图 12.6-65 SGT5-4000F 燃气轮机压气机端联合轴承

5.4 轴承座

轴承座是安装和固定轴承用的,它把轴承所承受的径向力和轴向力传至机组的气缸。因此,轴承座应有足够的刚度和强度。其次,轴承座要把滑油导流轴承中,润滑和冷却轴承后的滑油在轴承座底部集油腔汇集起来,并靠自身重力经管道流回滑油箱中循环使用。

5.4.1 冷端轴承座

所谓冷端指压气机进气端。位于该处的轴承座,一般把轴承座下半与进气机匣下半铸成整体,轴承座上盖则是单独的。在有的功率不大的机组中,由于尺寸较小,空间紧凑,难以设立单独的轴承座,就把进气机匣的内腔作为轴承座腔,轴承装在其中。该结构必须注意水平中分面的密封问题,使滑油不会从该处漏入压气机的进气道中。

轴承座下半与进气机匣铸成整体的结构示例如图 12.6-66 所示,它是一台单轴燃气轮机的前轴承座,其中装有径向轴承和推力轴承。轴承座下半,靠水平中分面处的水平筋板以及垂直筋板与进气机匣铸成整体。进气机匣上下两半的内环和外环,各用三块流线型筋板相互连成一体,并以图 12.6-66 中右边外环上的垂直法兰,用螺栓与压气机气缸连接成整体。通过该垂直法兰,把轴承座的力传至压气机气缸上。

压力润滑油自轴承座一侧导入,经轴承座中的孔道分别流入径向轴承和推力轴承中,然后在底部集油腔中汇集起来

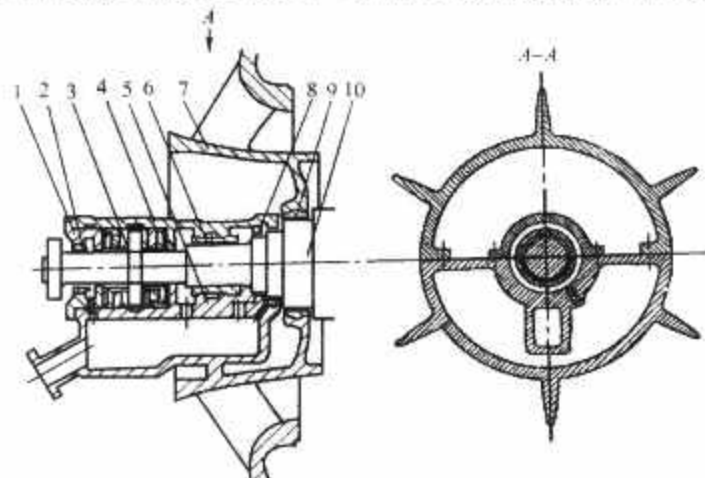


图 12.6-66 轴承座下半与进气机匣铸成整体的结构

1—轴承座端盖; 2—轴承座密封; 3—推力轴承; 4—轴承座上盖; 5—轴承座; 6—径向轴承; 7—进气机匣;
8—轴承座密封; 9—压气机气封; 10—转子

经回油口流出。

5.4.2 热端轴承座

热端指透平排气端。这时机匣的温度高，要考虑减少向该处的轴承座传热和加强隔热冷却等。考虑热膨胀和热对中的问题时，可以把轴承座与机匣分开，并采用热对中结构。

图 12.6-67 为 SGT5-4000F 燃气轮机的透平轴承座。该轴承座与缸体分开，透平轴承座没有中分面为整体式结构，位于透平排气缸内。轴承座内外壳体间用 5 块筋板连接，形成了轴向排气通道，筋板穿过的外壳处装有弧型支撑臂，用螺栓与透平缸排气端连接，而外壳体前凸缘则装在透平持环排气端的凹槽内，外壳体后端连接排气扩散段。轴承装配时，从排气端轴向滑入整体轴承座内，用端盖压紧以限制轴承的轴向移动。该轴承座的支承结构使它与高温缸体部分接触面积小，轴承座的受热大为减少，从而有效地降低了轴承座的热膨胀量。

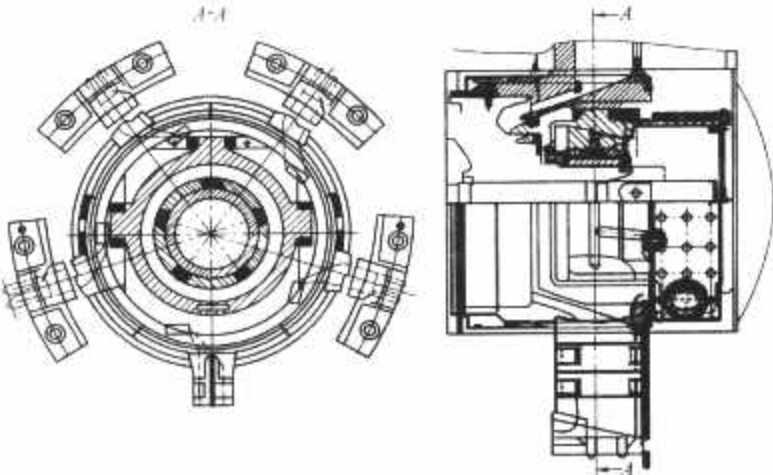


图 12.6-67 SGT5-4000F 机组的透平轴承座

5.5 轴承密封与冷却

在轴承座的转轴穿过处必须采用密封以防止滑油贴着轴的表面沿轴向漏出。图 12.6-68 中列举了四种密封结构，都有密封齿，齿尖处径向间隙很小以减少油雾漏出。轴颈带有轴肩、劈尖或凸环将油甩出。在密封的通道中，漏过来的油可从空腔底部的小孔流回轴承座中。

当轴承座要求良好密封而不让滑油漏出时，可从压气机中引小股压力不高的空气至密封通道的空腔中，它向密封两边流动，向轴承座内流动的那一股，就把要漏出来的油顶回到轴承座中，这样滑油就无法通过密封漏出来了。图 12.6-68 (a)、(c) 的密封是适宜用于引气来封油的结构。图 12.6-68 (b)、(d) 又称挡油环。

对热端轴承，除用空气密封外，还需要考虑冷却问题。图 12.6-69 为 SGT5-4000F 燃气轮机透平轴承座的密封与冷却结构图。为了减小转子的轴向推力，轴头（件号 11）被设计成平衡活塞结构。轴头上的环形腔室（件号 10）根据

从压气机引过来的压缩空气参数而有所不同。由气封（件号 9）阻隔成各级小环形腔室可以有效地组织漏气。在气封（件号 9）处泄漏的气体通过轴承座上的收集腔室（件号 7）进入环形腔室（件号 6）；另一部分密封气通过轴头密封（件号 3）并沿着密封气出口（件号 6）排出。如图 12.6-69 所示，所泄漏的气体保护了转子和轴承部分免受因高温排气而引起的温升。环形腔室（件号 10）通过透平的轴承支撑与大气相通。少量空气通过油封环上的油封进入轴承座内可阻止油气的泄漏。

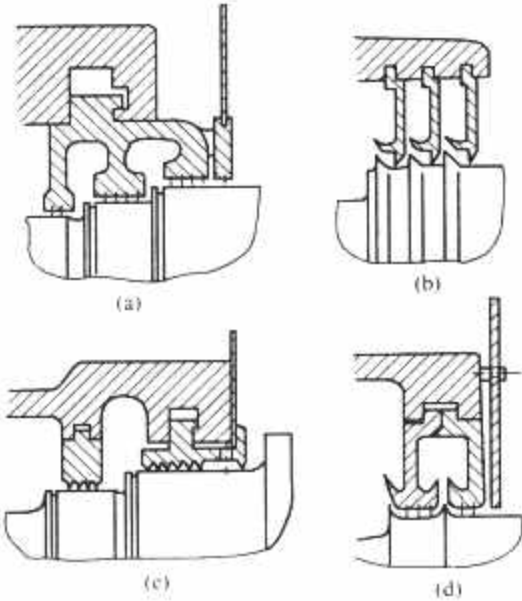


图 12.6-68 轴承座滑油密封

(a)、(c) 汽封油结构；(b)、(d) 挡油环

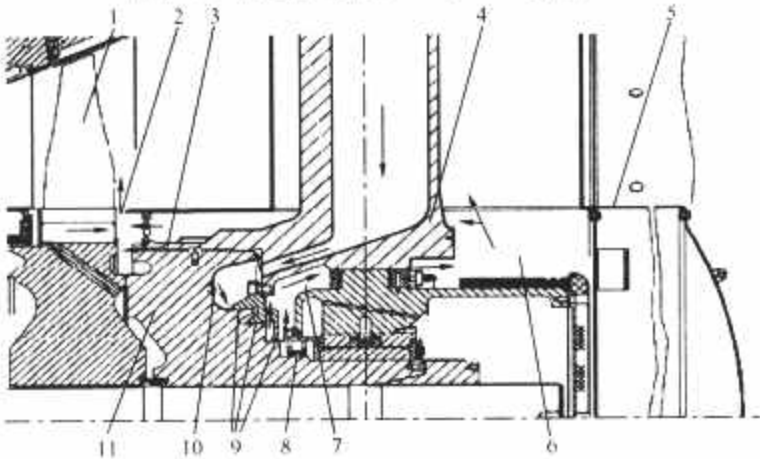


图 12.6-69 SGT5-4000F 燃气轮机透平轴承座的密封与冷却结构

- 1—透平第 4 级动叶；2—密封空气出口；3—迷宫式气封齿；
- 4—轴承座支撑；5—保护壳；6—环形腔室；7—收集腔室；
- 8—油封；9—迷宫式密封齿；10—补偿轴向推力的环形腔；
- 11—轴头

5.6 轴承形式与轴承座材料

表 12.6-5 给出了国内引进的重型燃气轮机轴承形式与轴承座材料。

表 12.6-5 国内引进的重型燃气轮机轴承形式与轴承座材料

项目	GE-6B	GE-9E	GE-9F	西门子-SGT5-4000F	三菱-M701F
轴承形式	1 联合轴承 径向轴承：椭圆 主推：自动均载 副推：非自位	1 联合轴承 径向轴承：椭圆 主推：自动均载 副推：非自位	1 可倾瓦	1 联合轴承 径向轴承：椭圆 主推：自动均载 副推：非自位	1 径向可倾瓦块。单独的主副推力自动均载推力轴承
	2 径向轴承：椭圆	2 径向轴承：椭圆	2 可倾瓦	2 径向轴承：可倾	2 径向可倾瓦轴承
		3 径向轴承：可倾			

续表

项目	GE-6B		GE-9E		GE-9F		西门子-SGT5-4000F		三菱-M701F	
顶轴油	1	无	1	无	1	有	1	有	1	有
	2	无	2	无	2	有	2	有	2	有
			3	无						
轴承座材料	1	球墨铸铁	1	球墨铸铁	1	球墨铸铁	1	GGG-40.3 (EN-GJS-400-18U-LT) 球墨铸铁	1	16Mn
	2	球墨铸铁	2	铸钢	2	球墨铸铁	2	16Mo3 焊接	2	16Mn
			3	球墨铸铁						

6 气缸窥镜检查系统

6.1 窥镜检查原理、检查点的布置原则

燃气轮机运行维护检查时经常采用纤维工业窥镜，它由光学纤维探头和视频显示器组成，通过玻璃纤维光导传像束来传送图像，其光学纤维探头柔软可以弯曲，亦称为软性窥镜。

为满足机组常规运行维护的需要，窥镜检查孔主要用于检查燃气轮机的关键部件：

- (1) 压气机动、静叶片。
- (2) 透平动、静叶片。
- (3) 冷却空气管路。
- (4) 燃烧器（燃油运行模式）、点火器。

图 12.6-70 为 SGT5-4000F 燃气轮机本体检查孔的具体位置及用途。

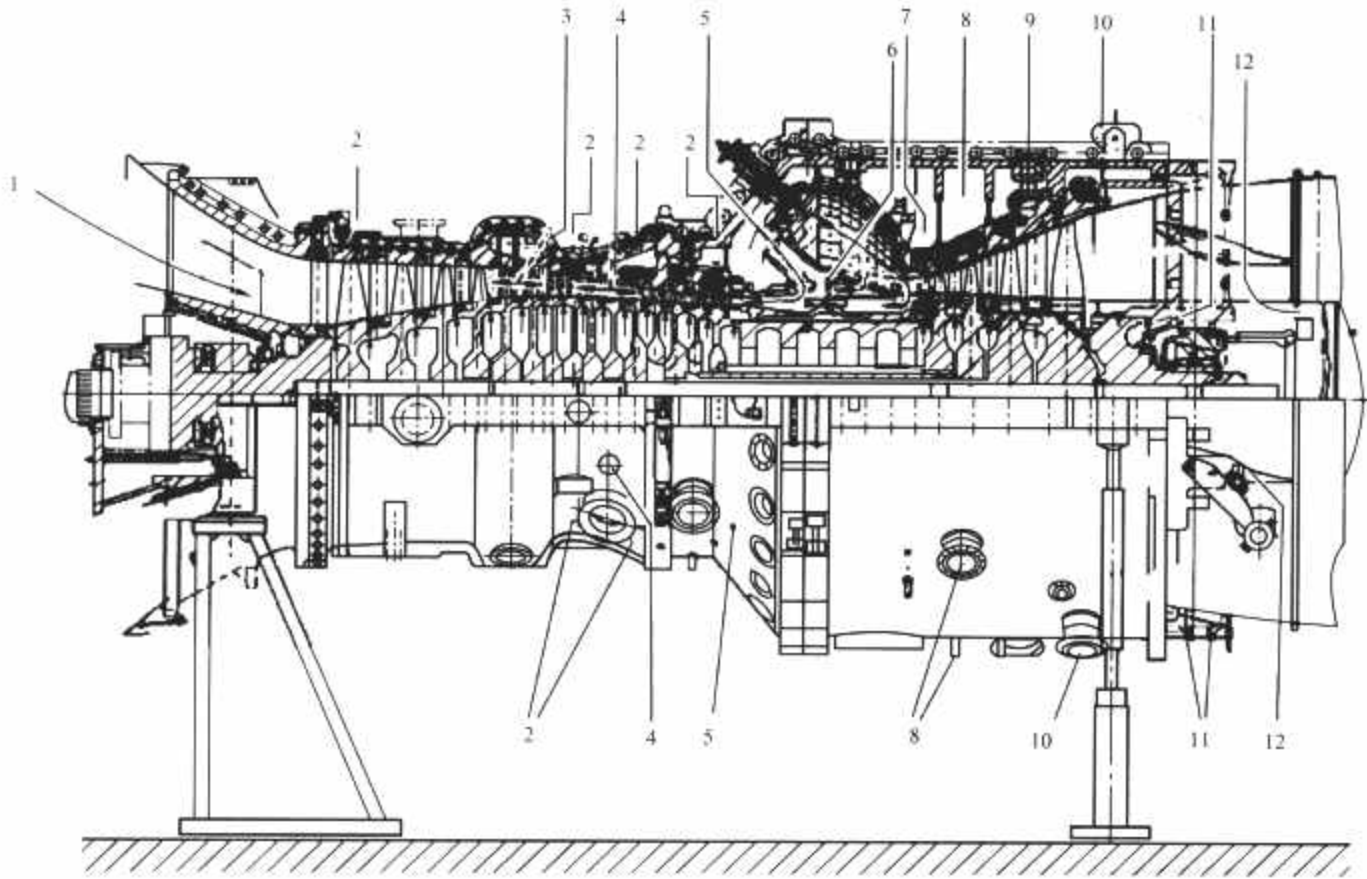


图 12.6-70 SGT5-4000F 燃气轮机本体窥镜检查孔布置

- 1—进气系统人孔，检查进口导向叶片；2—压气机缸上下 7 个间隙测量孔，相应检查压气机 1、7、11、13 级动静叶；3—压气机缸上盖板的检查孔检查压气机 5、6 级动静叶片；4—压气机缸顶部调节转子平衡块工具孔，检查压气机 8、9、10 级动静叶片；5—燃烧室连接缸圆周 4 个窥视镜孔，检查压气机出口叶片；6—透平缸及环型燃烧室上、下半人孔，检查燃烧室出口、喷嘴、陶瓷瓦块以及空气分离管等；7—透平缸上下 3 个检查孔，穿过静叶持环环形空腔检查透平第 2 级动静叶片；8—透平缸上下 2 个检查孔，穿过静叶持环环形空腔检查透平第 3 级动静叶片；9—透平缸上下 2 个检查孔，穿过静叶持环环形空腔检查透平第 4 级叶片以及透平轴承座等位置；10—透平轴承座支架上的通孔检查气封、油封；11—透平轴承座支架和护套之间的检查孔，检查轴承座上的部件；12—排气扩散器上的人孔，检查透平出口部件

6.2 窥镜

工业内窥镜由多功能便携式数字视频记录仪，高灵敏度 CCD 摄像头和连接装置三部分组成，如图 12.6-71 所示。其中视频记录仪配有彩色液晶显示器，数据存储硬盘，操作键盘和视频/音频接口；视频摄像头具有高灵敏度可适应各种亮

度条件，并配备光度可调的照明前灯；连接装置有多种选项，其中光导管分为硬管和软管两种，可满足不同的应用场合。

6.3 窥孔

用窥镜来检查的部位，必须事先开好检查孔。对于静叶，通常，仅对工作条件最恶劣的第一级静叶在有代表的部

位多开几个检查孔。对于动叶窥孔，可以旋转转子检查该级的所有叶片。

观察静叶的检查孔，可以开在任一级叶片流道中。观察动叶的检查孔，只能开在叶片流道以外的进口或出口端。但位于静叶和动叶之间的检查孔，可同时检查动叶和静叶。

开有检查孔的地方，机组运行时必须闷堵以防漏气。压气机中静叶窥孔只需在气缸开孔处用螺塞或盖板堵住。但在透平中由于采用双层气缸，要求堵头穿过内、外缸壁一直插至窥孔处，同时考虑到，内外层气缸的温差，防止热膨胀不一致。



图 12.6-71 工业内窥镜

第7章 燃气轮机的总体设计

总的来说,燃气轮机的设计是根据市场(用户)的需求和设计者所掌握的技术能力与资源,由设计团队进行科学研究、实验验证、设计计算、施工设计的过程。设计工作包括热力、结构、系统等全方位多方面的内容。

燃气轮机的设计一般由总体设计与部件设计两大部分组成。总体设计的任务是确定燃气轮机的总体性能以及所有部件特别是三大部件的热力性能与结构要素,其主要内容是完成该燃气轮机热力系统设计、全机各子系统原则性设计以及主机通流图(纵剖面图)设计,以作为各部件和各子系统设计依据。总体设计考虑的因素很多且关系错综复杂,最终设计方案只能是全方位协调、各方面因素综合之后平衡的结果。

热力系统设计以热平衡计算为主线,即将整个燃气轮机作为一个体系,确定该体系与外部、各部件之间的质量与能量交换关系。

通流图(纵剖面图)设计是全机气动热力与结构强度设计的核心。压气机和透平的级数与叶片结构、燃烧室的结构和布置对通流设计有很大的影响,但从某种程度上说转子结构是主机设计的首要要素,因为转子结构与压气机与透平部件结构、冷却系统、轴系临界转速与支承系统、制造工艺与成本、运行与维护有重要关系。

1 燃气轮机循环热平衡工程设计概念

燃气轮机的热平衡计算即循环计算是燃气轮机总体设计的基础。燃气轮机发展初期,循环计算使用基于基本热平衡原理得到的“古典”热平衡计算方法(见第2章)。由于现代燃气轮机参数的不断提高,机组冷却空气量不断加大,冷却空气没有经过燃烧室加热而从压气机的不同位置抽出,直接进入透平的不同位置,使得在透平膨胀过程中,存在着温度高低不同的两种工质。低温部分工质(冷却空气)要消耗压气机压缩功,进入透平后在冷却过程中不做功,而只在与主流燃气掺混后在下游透平级中参与做功,因此从总体上来说这一部分工质发的是负功,从而降低了机组效率。冷却空气量越大,机组效率越低。早期的燃气轮机冷却空气量只占压气机进口总空气量的百分之几,目前F级燃气轮机已达15%以上,其影响非常明显,以至于总体热平衡计算与古典的相比面目全非。

1.1 热平衡计算中冷却空气量的分级算法

分级算法就是按照压气机的抽气和透平的冷却空气量逐级计算,这种处理方法比较符合实际,但计算工作量大且需要对各级抽气与冷气量给出准确的数据。

1.1.1 透平的逐级计算

由于透平级数较少,且各级的冷却空气量各异,透平发出的功应该逐级计算。对于第一级甚至应该导叶和动叶分别计算。计算时按以下方法分别处理:

(1) 取各级的流量、温度、膨胀比和效率。

(2) 冷却空气做功的原则为:上一排叶片加入的冷却空气量在下一排叶片中开始做功。

(3) 膨胀燃气的温度按上游燃气和冷却空气的流量和温度的加权平均处理。

(4) 随着叶片冷却系统的进一步复杂,冷却空气的出气方式扩展到整个型线部分(包括头部),这部分熵增的影响(包括外部冷却方式引起的损失,冷却介质与热燃气混合引起的变化等),在级效率中予以考虑。一般在透平级试验中可以取得相应数据。

(5) 冷却空气在冷却叶片上游的冷却系统流道中被加热的效果,如有试验数据可以加以考虑,没有试验数据时在总体计算中可以忽略,当然不包括冷却空气的间冷效果。

1.1.2 压气机的逐级计算

压气机应按“级组”为单位计算。级组可按:有可转导叶的级或级的组合、具有多级试验的级组组合、两个抽气口之间的级组组合等不同方式分组。

基本热平衡方程

$$N_g = \sum (G_{ti} h_{ti})_{i=1, m} - \sum (G_{yi} h_{yi})_{j=1, ny}$$

式中: N_g 为机组输出功率; G_{ti} 为透平相应级或级组的质量流量; h_{ti} 为透平相应级或级组的实际焓降; m 为透平的级数或级组数; G_{yi} 为压气机相应级或级组的质量流量; h_{yi} 为压气机相应级或级组的实际焓升; ny 为压气机的级数或级组数。

这个方法的核心是级(级组)的效率,应按试验数据选用。如果没有直接试验数据,需要使用间接的数据推测,但要有实践根据。对于设计与试验数据齐全的机组,该方法可以取得够用的精度。

1.1.3 计算结果的修正

尽管每个制造厂的每个机组都有详细的设计数据,而且这些参数值已经比较接近实际的数值,但与整机试验结果之间仍然存在误差。由于制造厂要提供功率和效率的保证值,所以有必要对计算结果进行修正,通常的做法是在计算中加以修正系数。即

$$N_g = \phi_t G_t (\Delta h_t) - \phi_y G_y (\Delta h_y)$$

或

$$N_g = \phi G_t (\Delta h_t) - G_y (\Delta h_y)$$

式中: G 为质量流量; Δh 为实际总焓降(焓升);下标 t 、 y 分别表示透平和压气机; ϕ 为修正系数。

ϕ 是个关键的系数,只表示试验结果的修正,并不表示把机组的参数变为当量值;机组不同,修正值也不相同,每个制造厂的每个型号机组都有自己的数据。在机组的总体热平衡、控制系统的数学模型等很多方面,都应使用这样的表达式。

对于设计试验数据不齐全的机组,如果有部分参考资料也可以用此分级计算的方法进行核算。

1.2 热平衡计算中冷却空气量的当量算法

当量算法就是使用第2章中给出的循环热力参数关系表达式,把冷却空气的影响集中在其中一个量上使之成为当量值。根据不同的当量假设,有不同的“当量”方法,如“当量流量”、“当量温度”、“当量压气机效率”、“当量冷却

空气量”等。对于不是自己设计的机组，由于已知数据很少，无论从技术角度还是商业角度都需要有相应的计算方法，使用“当量”计算法，有一定的实用和研究意义。目前各国外大公司也同样在这方面有所发展。

1.2.1 设计模型

把一般意义的机组热力系统假设成图 12.7-1 的计算模型，并作以下的规定：

- (1) 以 G 为首的符号代表质量流量。
- (2) 以 Q 为首的符号代表总能量。
- (3) 以 qg 为首的符号代表（所表示部分的）冷却空气量占压气机进口总空气量的比率。
- (4) G_y 为压气机入口的空气量。

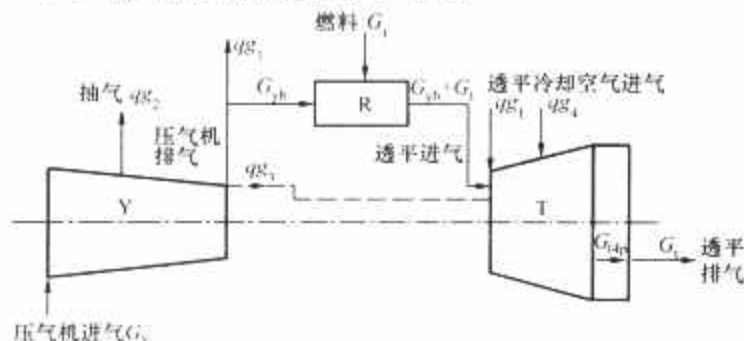


图 12.7-1 燃气轮机热平衡计算模型

例如，通过透平第一级导叶的冷却空气量 $G_{q1} = qg_1 \times G_y$ 。 qg_1 就是第一级导叶的冷却空气量的比率。在此模型中认为 qg_1 用于冷却第 1 级导叶，一些情况下包括冷却第 2 级导叶，即 qg_1 分为 qg_{11} 与 qg_{12} 。（本节以下叙述中常常用比如“ qg_1 ”代表这一部分的冷却空气量 G_{q1} ，以顺应习惯和便于与图形表示一致，一般情况下只要注意不会混淆）。 qg_2 是从压气机中间抽出的抽气，主要的部分与 qg_3 相对应，但不一定相等。 qg_3 为从压气机出口抽气通过转子内部冷却透平的有关部分，一些机组这部分抽气经过在机组以外的过滤、冷却以至增压，简称为“间冷”。也有很多机组 qg_{11} （甚至 qg_{12} ）是通过“间冷”的。 qg_4 为透平静子中进入的除 qg_1 之外的冷却空气。其中 qg_1 （特别是 qg_{11} ）基本是实际值，而 qg_2 、 qg_3 与 qg_4 则为“当量”值。

由于这些“当量值”假设在本身流量较小的冷却空气的范畴，而且它们在冷却空气中只占较小的比例，因此在热平衡计算中对温度和流量等的影响较小，使得到的结果比较容易与实际值进行比较，或者说其物理意义比较明确。

由图 12.7-1 可见主要的冷却空气量 qg_1 与 qg_3 均通过了整个压气机，在图 12.7-1 所示的机组与许多型号机组中， qg_2 主要供给 qg_4 ，数值相对较小，故 $(1 - qg_2)$ 部分的空气消耗了压气机大部的压缩功其效率也基本代表了实际压气机的效率 η 。因此可认为 $(1 - qg_2) G_y$ 的流量以正常状态通过压气机。至于 qg_2 部分本身在下面另行研究处理。

因此进入燃烧室的空气量 G_{yb} 为

$$G_{yb} = (1 - qg_1 - qg_2 - qg_3) \times G_y = qg_b \times G_y$$

透平的排气部分由两部分气体混合而成，一部分为通过通常意义的（用当量方法表示）膨胀正常排气得到的燃气 G_{tp} ， $G_{tp} = G_{yb} + G_f + (qg_1 + qg_3) G_y = (qg_b + f + qg_1 + qg_3) G_y$ 。另一部分为 qg_4 冷却空气，在计算中没有考虑它的膨胀功，只起与 G_{tp} 掺混的作用。

两部分混合后的燃气为通常意义上的透平排气，它的温度为 t_4 ，流量为 G_t ， $G_t = G_{tp} + qg_4 \times G_y$ 。

透平部分还可理解为以 $G_{t1p} = (1 + f - qg_4) G_y$ 流量正常

通过透平（ f 为燃料流量与压气机进口流量的比），它的效率为 η ，此处的 η 具有当量的性质，在数值上较等熵效率高。

以上模型实际上把透平分成为两部分，一级静叶为一部分，一级动叶及下游各级为另一部分。中间以 t_{3B} 为其分界，这是因为 t_{3B} 是现代机组中常常给出的数据。因此有下式

$$G_{t1} h_1 = G_{t1p} h_{1p} + qg_4 G_y h_2$$

此处假设了 qg_4 在冷却系统的输运过程中没有温升。由于 qg_4 的当量意义，没有温升的考虑是允许的，不属于简化的范畴。实际计算中也可以将冷却系统传热计算中这部分的实际传热计算的结果代入。

1.2.2 计算公式

将上述公式归纳如下：

- (1) 压气机入口处的流量为 G_y 。
- (2) 压气机出口处的流量为 $(1 - qg_2) G_y$ 。
- (3) 透平转子进口处的流量为 $G_{t1p} = G_{yb} + (f + qg_1) G_y$ 。
- (4) 透平出口部分膨胀做功的燃气流量为 $G_{t1p} = G_{t1p} + qg_3 \times G_y = (1 + f - qg_4) G_y$ 。
- (5) 整个透平的出口流量为 $G_t = G_{t1p} + qg_4 \times G_y$ 。

根据上述模型得到以下功率平衡方程式

$$W = (h_{3c} - h_{4p}) (G_{yb} + G_f + [qg_{11} \xi_1 + qg_4 - qg_2] G_y) \times (1 - \xi_1) + k(h_{3c} - h_{4p}) qg_{12} G_y \xi_1 - (h_2 - h_1) \times [G_{yb} + (qg_1 + qg_3 - \psi_1 qg_3 \xi_{y1}) G_y]$$

$$N = W \eta_0 - W_f$$

式中： W 为机组的毛功率； W_f 为机组辅机消耗功率； N 为机组净功率； η_0 为发电机效率； ξ 为系数，它的下标 y 与 t 分别表示压气机与透平； ψ_1 为系数； k 为二级及以后各级焓降之和占透平总焓降的比例，如果透平各级焓降相等或近似相等，则具有 4 级透平的机组 $k = 3/4$ ，具有 3 级透平的机组 $k = 2/3$ 。

1.2.3 透平一级导叶热平衡方程

如上所述，现代燃气轮机中冷却空气量已达压气机进口流量的 15%~18%，其中约一半用于冷却第一级静叶与动叶；静叶燃气温度最高且入口温度场有相当的不均匀度，因此静叶冷却空气量往往是动叶冷却空气量的 2~3 倍，因此不难理解在使用当量分析法时第一级静叶片应予以单独处理。其热平衡方程如下。

取透平一级导叶为封闭体系（见图 12.7-2），从主流道进入的温度为 t_{3A} 的燃气经掺入冷却空气后温度变为 t_{3B} ，该经过掺混后的燃气温度是透平动叶实际开始膨胀的温度。压气机进口空气量为

$$G_{tp} (h_{3A} - h_{3B}) + qg_1 G_y (h_{2p} - h_{3B})$$

$$= (G_{tp} + qg_1 G_y) (h_{3B} - h_{3B})$$

式中： G_y 为压气机进口空气量； qg_1 为一级导叶内冷却空气量相对压气机进口空气量的比； t_{2p} 为冷却空气进入叶片

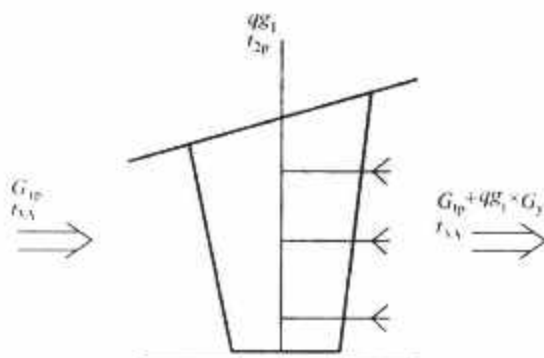


图 12.7-2 透平第一级导叶热平衡

时的温度（当冷却空气从压气机出口抽气后无间冷时 $t_{2p} = t_2$ ；否则 $t_{2p} = t_2 - \Delta t$ ； Δt 为经过间冷后的温度差）； h_{2p} 为冷却空气进入叶片时的焓值； $h_{2.15}$ 为冷却空气在基准温度下的焓值； t_{3B} 为经掺入冷却空气后透平动叶实际开始膨胀的燃气温度； h_{3B} 为经掺入冷却空气后透平动叶实际开始膨胀的燃气焓值； $h_{3.15}$ 为在基准温度下的燃气焓值。

2 燃气轮机的三段设计及两段设计

燃气轮机设计与其他机械产品设计一样，一般都是在设计者已有技术能力（表现为以已有产品即母型或参考机型）的基础上，进行进一步的研究和设计，以满足用户需求并提升设计者的市场竞争力。根据每个新设计相对于母型机技术进步幅度大小，总体设计有三段设计与两段设计两种模式。对于技术进步幅度较大即技术风险较大的设计通常采用三个设计阶段，即初步设计、技术设计和施工设计阶段。初步设计阶段的任务是提出初步的设计方案并根据所采用新技术的内涵，提出必须的科研课题并加以实施，以确认新技术的可靠性、技术与工程可行性；而技术设计是根据初步设计获得的试验成果进行各部件的详细气动热力与结构强度设计，必要时可出补充研究课题使新技术更加可靠地应用于该产品设计中；施工设计则是在上述两阶段工作的基础上完成全部零部件的施工图设计以及全部技术文件的编制。当新设计的技术风险不大，即相对母型机而言所采用的关键新技术已经得到验证，则可以进行两段设计，即扩大初步设计和施工设计。扩大初步设计从本质上说是将三阶段设计模式中的初步设计和技术设计作一个整体阶段。扩大初步设计既要求初步设计的严肃性，在它完成后又要求具备施工设计的把握性。

不同设计阶段的重点是：

(1) 初步设计确定机组的主要参数及其能达到的水平，确定科研项目的内容与进度，然后进行科研试验，试验完成才能进入下一步。初步设计阶段常常要依据科研试验成果对产品设计性能参数进行提高或降低。

初步设计是新设计的最关键的环节，某种意义上说是带有决定意义的。初步设计提出的试验研究项目必须与设计者具备的技术能力与资源条件一致，技术指标既符合新产品要求又应在要求的设计周期中可以实现，即试验研究项目的结果是可预料的，成功的概率应较大。否则将对新产品的设计带来全局性的不利影响。

(2) 技术设计是根据初步设计中的试验成果进行更进一步的再设计，进一步提出补充试验并予以实施，包括关键的工艺试验。只有在这些试验全部完成或已确实取得可靠数据之后才具备进入下一步工作的条件。技术设计阶段的总体数据显然与初步设计阶段的不一定相同。

以上两个阶段涉及的一些数据有一些需要在首台整机制造完成后在出厂试验中测量，这是正常的，当然它要不影响有关阶段的决策与设计。

(3) 施工设计是完善和完成最后的设计，是设计的最后阶段，一直到施工图样入库结束。其第一步是完成施工设计用的通流图，这是前阶段所有工作的总结。当然，在各部件施工设计过程中通流图将会有所修改，最后必须与全部零部件施工设计图一致，计算机辅助设计（CAD）可以大大提高施工设计的速度与质量。

3 总体设计的主要内容与工作方法

总体设计的内容原则上是在现有条件与经过努力能够达

到的新条件下，做到满足设计任务书要求的先进与安全的设计。在保证任务书对性能的全面要求之下在不同设计阶段完成各该设计阶段的循环计算和通流图。总体设计的工作方法至少要坚持两个统一，即总体设计和部件设计的统一和热力设计与结构设计的统一。

3.1 总体设计与部件设计的统一

总体设计要求从总体角度满足技术任务书的要求，总体是为主的，设计人员也是以总体设计人员为主。部件要服从总体。但由于总体涉及的问题都是部件本身比较全局性的问题，因此部件设计的主要责任人应参加总体阶段的设计，这样既使得总体设计时考虑问题能够更全面与深入，又使得紧接着要进行工作的部件设计者更加体会总体的意图及本部件与其他部件的相互关系，也使得部件设计能事先从更高的角度考虑本部件满足总体要求的措施。从而使得在总体设计完成过程与完成后部件设计能够服从总体的需要。也能够以后的部件设计遇到困难时更好地发挥部件设计者的主观能动性，而不是有问题就要求总体改变方案，从而使得总体设计没有大的反复。

3.2 热力设计与结构设计的统一

热力计算与结构设计是平行的，但热力应立足在结构可能达到的基础上，热力应该按结构和冷却的不同作不同的方案，由总体决定；从这个意义说，结构是基础，热力计算是达到这个结构水平的表达。但热力也有它独立的问题，在完成技术任务书指标时具有完全的独立性，会对结构起到规范的作用。总的说两者是相辅相成，偏向哪一方均会对产品顺利研制产生负面影响，总体设计的过程是两者互相协调最后通过试验的过程，也是反复与多方案比较的过程。设计最后形成的文件既不完全是“画出来”的，也不完全是“算出来”的，而是两者结合最后还要通过试验的过程。或者说总体设计文件是热力与结构，总体性能与部件性能，本体和系统协调一致的结果。

工厂的基本传统与将要建立的传统是许多结构要素的基础。它常常是初步设计的初始条件；同时适用于不同企业的设计是很少的，除非它们准备合并、技术转让或具有其他特殊的理由。

3.3 初步设计应考虑的主要问题

初步设计包括热力设计与结构设计。热力设计从初温和压比的选定和匹配开始，直到确定燃气轮机循环和三大部件的全部热力参数。通流图是结构设计的核心，而转子则是通流图设计的核心。图 12.7-3 表示了初步设计阶段的主要内容及其相互关系。其中应考虑的主要问题如下：

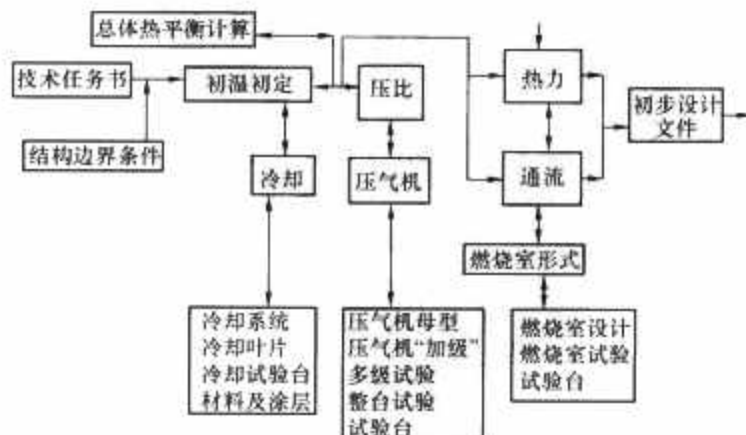


图 12.7-3 初步设计初期相关关系图

3.3.1 燃气初温

初温是机组技术等级的反映,目前采用对流、冲击、气膜冷却组合的综合冷却方式燃气温度可达 1300°C 等级,冷却后金属表面温度 $850\sim 900^{\circ}\text{C}$ 等级,总冷却空气量 $15\%\sim 18\%$ 。很大的冷却空气量已经相当强烈地抵消了初温提高对机组效率提高的正作用,暴露出越来越大的负面影响,因此提高初温必须认真研究为达到这个初温需要的最少的冷却空气量,对冷却系统进行初步设计,并对压比及所有循环参数进行计算。

冷却技术中一个必须注意的因素是冷却叶片的工艺与成本,比较复杂些的冷却叶片成品率大约只有 30% ,是影响成本的重要因素。

高温部件的隔热涂层目前还不是在设计中考虑的因素。尽管涂层有隔热效果,但至少目前还不能就此把设计燃气温度相应提高多少度,而只能把它作为寿命的储备。只有经过实践证明涂层的寿命已可以与机组的大修同步(目前国内技术均未达到这一水平)时,它才可以作为设计的要素考虑。

3.3.2 压比

压比是既要与初温匹配,但又有其独立性。简单循环最高循环效率下的最佳压比较高,在燃气初温 1300°C 等级时最佳压比为 30 以上,基于此航空发动机压比较高并选择了双转子结构,但这种复杂结构不适用于重型燃气轮机。此外非常重要的一点是,应考虑联合循环时的最佳压比与简单循环最佳压比的差别。联合循环燃气轮机在初温为 1300°C 等级时的最高效率下的最佳压比在 $11\sim 15$ 的范围,这个压比等级与简单循环在最佳比功下的最佳压比基本一致。由于重型燃气轮机对比功的要求可以放在比较次要的位置考虑甚至可以基本上不考虑,而效率却要放在主要的考虑位置。

总的说压比和初温是相互匹配的,不是越高越好。众所周知压气机的研发难度大,周期长,因此必须反复研究压比和压气机的可能方案,包括已有的压气机参数和经过努力可能达到的参数,以及相关试验研究工作。压气机是初步设计的重点之一,它的方案论证工作的工作量和需要的时间常常比初温的确定还要多。

3.3.3 燃烧室的形式

燃烧的组织、结构与排放基本是属于燃烧室部件设计的范围。燃烧室与总体的关系主要是燃烧室的形式,它和初温压比的确定没有最直接的关系,但却和总体布置与通流图关系很大。

表 12.7-1 为现有大功率发电机组多种形式的燃烧室从总体布置角度的比较,其中首先涉及总体的是第 6 项即由于燃烧室而引起的转子的必要增长对转子刚度与临界转速的影响,在通流图设计时总是要在这两者之间进行多次的反复与协调。燃烧室的数量和结构与总体设计也有很大关系,一般说来,为了保持转子刚性要求燃烧室部分占用的长度要短,而为了燃烧的完全和稳定则要求燃烧室有一定的相对长度,一些时候它们会发生矛盾。为了不同负荷下燃烧的稳定性的原因,从燃烧室角度目前愿意使用多燃烧器,它也有利于降低燃烧室的长度从而有利于转子有效长度的减少,但从而引起燃料系统的复杂性并使运行的可靠性降低。在一些情况下后者会上升到矛盾的主要方面。

单管燃烧室和环管型燃烧室由于比较常见,其优缺点在一般的文献中都有反映,这里不再论述,对于环型燃烧室,由于文献中较少提及,这里对其优缺点简单论述如下。

表 12.7-1 多种形式的燃烧室从燃气轮机本体和电站总体布置角度的比较

序号	项目	燃烧室形式			
		单/双筒型	环管型	分管型	环型
1	燃烧室热容强度	小	大	大	最大
2	(干式低 NO_x) 燃烧器数量	多或较多	较多	较多	多
3	影响机组的最大宽度或高度	大	中	中	小
4	过渡段	蜗壳形,与透平进口无专门滑动配合面	与透平进口有可滑动配合面	与透平进口有可滑动配合面	与透平进口无滑动配合面
5	火焰筒过渡段壁面冷却	挂片式,背部常规方式冷却	在薄壁部件或组合件上按常规方式冷却	在薄壁部件或组合件上按常规方式冷却	挂片式,背部按常规方式冷却
6	燃烧室部件影响的转子有效长度的增加和调整余地	较短,可调整	回流式后较短可调整	回流式后较短可调整	如能用回流式,仍可调整

在干式低 NO_x 燃烧室中环型燃烧室是新的设计品种,目前应用在 ALSTOM 公司再热型燃气轮机 GT24/26 上。环型燃烧室的热容强度大、迎风面积小、重量轻,是航空发动机燃烧室的最好形式。以前,固定式燃气轮机的设计者几乎不会想到要在固定式机组中使用这种形式。从燃烧器发展为干式低 NO_x 形式并应用在单筒型或双筒型燃烧室中使它的长度大大缩短取得成功,人们就注意到环型燃烧室在固定式中使用的可能性。大功率机组使用环型燃烧室可以继承筒型的许多优点。如使用挂片式的内外壁结构,基本避免了在分管型和环管型中容易发生的火焰筒过渡段与透平进口处局部热膨胀变形与摩擦后的磨损与漏气现象。在接触燃气侧的反面的挂片冷却形式也便于冷却系统的组织。环型燃烧室的试验可以将环剖分为扇形作试验件,其需要的动力大体上类似于分管型与环管型,避免了单筒型燃烧室无法在试验室中作满负荷试验的重大不足。环型燃烧室的缺点是由于燃烧空间较大,气体流动组织性不好,火焰的稳定性较差。

燃烧室特别是它的冷态空气动力学性能,目前已经能较好地用全三维计算技术代替部分冷吹试验的工作量,但热态下低参数模化试验(有称低压试验)仍然不能代表全工况试验(有称高压试验)的成果。对于一些具体的燃烧室作了低压、中压、高压试验之后一些参数可以从中找到一些规律性。但总的说新的燃烧室高压试验是很难被低压以至中压试验所替代的。燃烧室试验是新机组发展的重点之一。由于大功率机组压比高流量大,试验需要的动力和试验费用都很大。

3.3.4 压气机与透平的联合运行

发电用燃气轮机中的物理转速恒定不变,由于大气温度的变化,即使在冬季和夏季的极限温度下相对折合转速的变

化也只有 $-0.05\sim+0.10$ 。压气机与和透平的联合运行详见第 8 章。

3.3.5 燃气轮机电站总体布置中一些与燃气轮机总体设计有关的问题

燃气轮机总体设计方案与电站总体布置有关，其中主要有：燃气轮机厂房布置、燃气轮机—汽轮机—发电机轴系结构与布置、进排气系统布置、燃料与辅助系统设置等，有关内容详见第 8 章。

4 新机组设计中初步设计阶段科研安排的举例

初步设计阶段要求落实所有的试验研究课题。试验研究项目的安排要以现有技术水平和设备为基础，并要求课题具有较大的成功概率，而不是单纯研究性的。对预先设定的指标通过试验可以有一定的修正，但不允许根本达不到，否则将对总体设计产生实质性影响。以下举的两个例子充分说明了这一点。

4.1 我国机车燃气轮机的初步设计

20 世纪六七十年代我国曾研制用于铁路机车动力的 3000kW 燃气轮机，并成功运行数万小时。本设计是在已有母型机的基础上，将燃气初温提高 $50\sim100^{\circ}\text{C}$ （达到 $900\sim1000^{\circ}\text{C}$ ），将功率增大到 5200kW，由燃用柴油改为重油和天然气，并增加回热器以提高效率。要求简单循环效率 $26\%\sim27\%$ ，带回热器时大于或等于 30% 。同时要求该型机车可在高原行驶。

在初步设计阶段经反复论证提出了一系列研究与试验项目（见表 12.7-2），其主要指标是：

- (1) 将压气机压比由 6 提高到 9，且要求等熵效率不低于 87% 。
- (2) 改进透平第一级静叶冷却设计使燃气初温提高 $50\sim100^{\circ}\text{C}$ 。
- (3) 将原燃用柴油的燃烧室改为燃用重油和天然气。
- (4) 研制回热度 $0.7\sim0.75$ 的回热器。
- (5) 研制高速轻载滑动轴承等。

上述论证中认真分析了每个课题的技术路线、风险与防范措施。经过大约两年的研究与试验，各项任务全面完成（见表 12.7-2），期望的参数完全达到，说明当时论证完全是正确的。试验所得数据全部用于总体及部件设计，保证了该型机车燃气轮机的研制成功。

表 12.7-2 5200kW 机车燃气轮机初步设计阶段的科研项目

序号	项目	主要指标	课题及内容	完成效果
1	压气机加级	从压比 6 加级到 9 以至更高些，等熵效率大于或等于 0.87	① 加级设计计算与 000、00 级准三维计算与成型	完成，上海成套所协作
			② 多级模拟试验 多级性能试验、缩短弦长、可转导叶试验	上海成套所协作作了两次不同目的的试验，完成
			③ 整台试验特性线、可转导叶规律	整机等熵效率 0.87，703 所试验台协作

续表

序号	项目	主要指标	课题及内容	完成效果
2	回热器	回热度 $0.7\sim0.75$	① 板翅式换热元件的复核试验	完成，上海某大学外协
			② 材料与高温钎焊焊料的选型与生产试验	进口 0Cr13 及研究相应焊料，协作完成
			③ 单元体的高温钎焊工艺试验与焊接	完成，211 厂外协
			④ 单元体换热试验	完成，南汽所外协
			⑤ 实物装机试验，回热度 $0.7\sim0.75$	工厂试车台试验完成
3	透平一级冷却叶片	改进冷却方式，使基体金属温度不变下燃气温度提高 $50\sim100^{\circ}\text{C}$	分析与设计 试验台试验，原方案新方案比较试验	确认设计效果，完成，上海成套所试验
		试验件的制造	内冷却高温叶片精密铸造	410 厂协作生产试验件
4	牵引透平	机车牵引特性的实现	① 热力设计方法的总结	软件研究，完成
			② 牵引透平叶型的试验研究	本厂试验台试验
5	燃烧室	多种燃料的适用性 (1) 200 号重油	① 在原燃用柴油的基础上燃用 200 号重油 ② 增加雾化空气系统的设置及在轻油与 200 号重油燃烧上的使用	本厂试验台与试车台，完成厂内完成
		(2) 天然气	在原燃用液体燃料的基础上拓宽燃用天然气	东汽协作完成
		(3) 燃料系统	燃料系统包括板翅式高压加热器生产与试验	厂内完成，高压加热器生产外协
6	高速轻载滑动轴承	确定适合主机使用的形式	三个方案的试验台试验，选定适用的轴承形式	清华大学协作完成试验
7	雾化空气压缩机	螺杆式，螺杆不接触，外润滑形式	压比 2.0，流量约 0.22kg/s 在原试制新产品基础上补充修改试制	原型已外协完成，提供试车与先期机组装车试验，新型尚未安排改试制

4.2 GE 公司发展 H 型机组的设计过程

GE 公司的 MS9001H 重型燃气轮机是首台采用蒸汽冷却的机组，相对于采用空气冷却的 9FA 重型燃气轮机而言，有如下的重大技术改进：压比由 15.6 提高到 23，第一级转子进口燃气初温由 1327℃ 提高到 1430℃，第一级透平静动叶片由空气开式冷却改为蒸汽闭式冷却，机组出力由 256MW 增到 320MW。显然这些都是重大的技术进步且具有相当大的风险。为此 GE 公司调动了航空部门、产品开发部门、动力部门的人员和有关的资源，组织了以动力部门为主导的研发队伍，制定了详尽、完整的试验大纲，从开始筹划到整机试验（不包括电站试运行）历时 10 年完成，其主要内容见表 12.7-3。可以看出，H 级压气机不是以 9FA 的压气机而是以 CF6 航空发动机的压气机为母型开发的，这是因为 9FA 压气机性能提高的潜力已经不大，无法满足 H 级的设计要求；由于燃气初温提高了 100℃，且采用蒸汽闭式冷却就不能采用气膜冷却，因此透平叶片改为单晶叶片以承受更大的热应力。

表 12.7-3 GE 公司 H 系列产品初步设计阶段的主要科研工作

序号	项目名称与目标	主要内容	完成时间及结果
1	压比为 23 的压气机（整台试验）	确认通过在新母型机上后增加 4 级和修改前 3 级可以达到总体要求的压比流量和效率	1995.8 实测流量超过设计值 1.5%
	压气机母型试验台试验	使用母型机 CF6 的全尺寸 1:1 试验件，相当于 9H 的 1:3 模型。应用了 800 多个传感器，累计试验了 150 余小时 主要内容：可转导叶与静子的最佳配置；性能曲线绘制以确定空气流量、效率、喘振余度；启动、降速、升速特性；叶型的颤振和振动特性等	1997.8 测定特性曲线 1999.8 完成试验
	压气机气动设计，效率超过 9FA 级	流道及变工况性能评估、二次流计算、二维无黏性、三维黏性、整机与单级的迭代，叶片负荷极限、级效率、喘振极限、应力极限等的优化	
2	全压燃烧室试验 燃烧室结构	低排放、低噪声的燃烧动态特性，足够的回流区以保证火焰稳定性，寿命等指标 在 F 级基础上修改结构。过渡段采用冲击冷却套，修改密封。导流外套开冲击冷却孔用于火焰管后部冷却。火焰管采用滴流冷却，后部使用双层壁对流冷却。使所有可用空气都进入燃烧反应区以降低 NO _x 。燃烧室前端部使用发散冷却罩	进行了 30 余次全压、全温、全流量的试验
3	叶片的单晶材料	由于不可能使用气膜冷却，叶片金属的温度与温度梯度均较 9FA 为高，必须使用单晶材料	
	材料对蒸汽环境的适应性	在蒸汽环境中的材料性能，包括周期性氧化、疲劳裂纹传播、蠕变、缺口低周疲劳和低周疲劳	
	TBC 涂层	三种不同的部件试验以验证陶瓷隔热涂层的耐久性：炉内循环试验，试验台热冲击试验，电子束热梯度试验（专门开发的，用于准确地模拟典型的、非常高的传热特性和温度梯度）。并在运行现场试验得以证实	

续表

序号	项目名称与目标	主要内容	完成时间及结果
4	蒸汽冷却系统	设计制造了一个蒸汽供给系统的旋转试验装置。大量不同的传热试验以确定蒸汽冷却部件的传热特性；蒸汽系统的长期运行下传热效果试验；转子冷却系统中着重进行 50 多次密封性试验；进行了 TBC 涂层、负荷、装配、轴向运动、旋转、温度和表面粗糙度等评估，并进行了寿命试验专门的泄漏检查试验装置	1998 年 4 月
	透平静动叶栅试验	在试验室中分析包括一项模拟叶片的热力—机械状态试验 设计安装了一套喷嘴叶栅试验装置，在一个全尺寸的燃烧室和过渡段的下游中装有两个闭环蒸汽冷却叶片组，并对两个 TBC 涂层已事先碎裂的原型喷嘴进行了试验。获得的数据验证了气动设计和传热计算程序同时也获得了加速耐久性试验数据	
	静叶传热	使用蒸汽冷却的喷嘴内部冷却传热试验（全尺寸） 在现役电厂进行的长期验证试验 进行了 50 多次部件试验，以进行 TBC 涂层、横向负荷、装配、轴向运动、角运动、温度和表面粗糙度等评估	
5	主要结构要素的确认	原有经验的基础上，对进排气口结构、分布拉杆转子、冷端驱动、材料、DLN 燃烧系统等的确认	
6	Mark VI 控制系统	分析与部件试验	
7	出厂试验	空载满速试验 转子动特性的确认：不同振型的振动水平和发生时间；压气机叶片的气动力学性能；压气机性能，包括空气流量和效率相对于 CF6 试验台试验按比例增大效果的比较；测量压气机和透平转子的间隔；以及 Mark VI 控制系统应用于燃气轮机的示范证明 试验也提供了一些关键系统的数据：轴承，转子冷却系统，间隙控制系统的空腔温度和效果	1999.11 出厂试验 2000.2 空载满速
8	现场满载试验		

上述两个成功的例子充分说明，在初步设计阶段按照设计任务书的要求，正确地制定研究开发与试验验证计划的高度重要性。在国内外燃气轮机新产品设计研制的历史上，失败的教训很多，原因也很复杂。但初步设计阶段确定的目标和研究开发任务如果不能实现，其影响是全局性的。

第8章 燃气轮机装置

1 总体布置

一套完整的可以用于发电的燃气轮发电机组除压气机、燃烧室、透平三大部件（一般称为燃气轮机本体）外，还需要配以相应的进排气系统、辅机系统和被驱动设备。根据技术流派的不同、用途的不同、电站现场条件的不同，有多种布置方式。燃气轮发电机组一般采用模块化的结构方式，尽可能地减少在业主现场的装配以提高可靠性。如何使机组布置合理、紧凑、便于运行和维护，这就是总体结构与布置的问题。下面对常见的燃气轮发电机组总体结构和布置方式作一介绍。需要说明的是，燃气轮发电机组的总体结构与布置一般是各制造厂家在长期的技术发展过程中逐步形成的，有其内在的规律，也各有利弊，不可以割裂的方式来看待。如图12.8-1~图12.8-3所示即为西门子（Siemens）、GE和三菱（Mitsubishi）三家典型机组的总体结构与布置示意图。

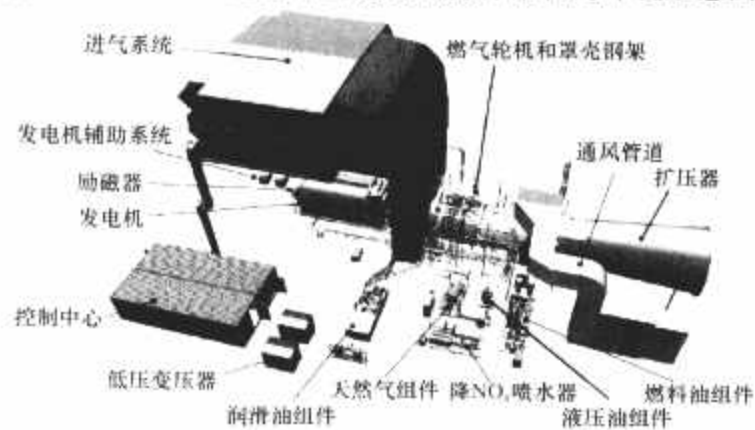


图 12.8-1 一套轴向进气、轴向排气、冷端驱动的 SGT5-4000F 燃气轮机总布置

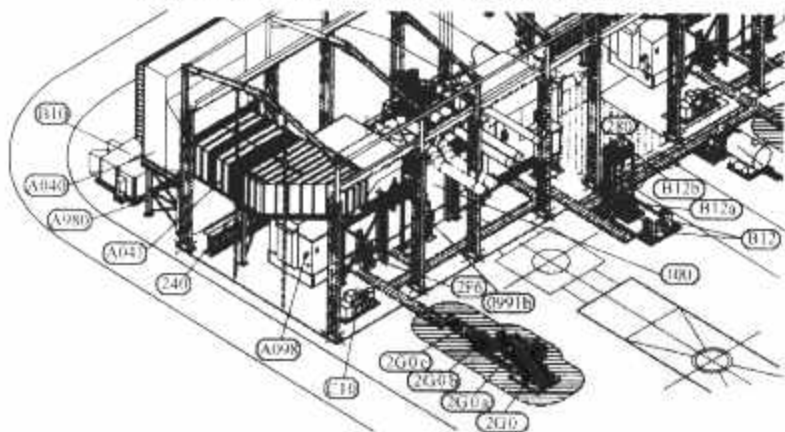


图 12.8-2 一套侧向进气、侧向排气、热端驱动的 9E 燃气轮机的总布置

B10—就地控制室；A040—进气过滤室；A980—进气支架；A041—进气道及消声器；240—CO₂瓶柜；A098—油气分离器；C10—空气处理站；2G0—天然气前置过滤器；2G0a—天然气加热器；2G0b—天然气安全阀；2G0c—天然气流量计；2F6—机组走道；0991b—天然气小室通风机；100—燃气轮发电机组；B12—机组冷却水换热器；B12a—水泵；B12b—膨胀水箱；280—水洗站

燃气轮机本体与被驱动设备的布置方式：分为热端驱动与冷端驱动。热端驱动指被驱动设备直接或通过齿轮箱与透平端法兰连接；冷端驱动指被驱动设备直接或通过齿轮箱与

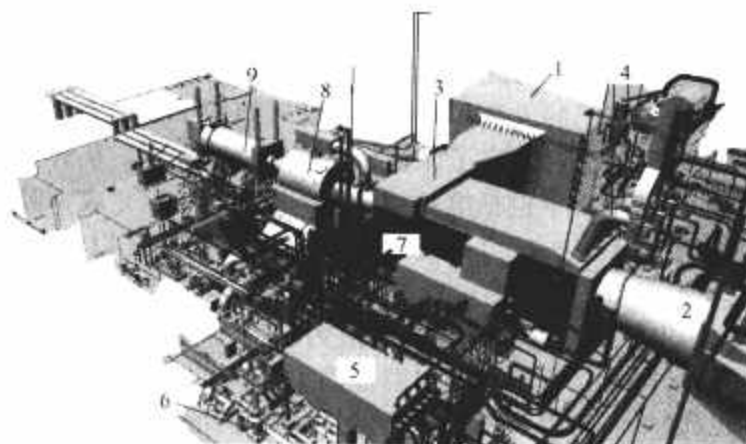


图 12.8-3 一套轴向进气、轴向排气、冷端驱动的 M701F 燃气轮机总布置

1—进气空气系统；2—透平排气系统；3—燃气轮机罩壳；4—罩壳通风系统；5—燃气加热器/空气冷却器；6—其他 IXP 系统；7—压气机清洗系统；8—汽轮机；9—发电机

压气机端法兰连接。热端驱动是比较传统的布置方式，与采用和燃气轮机轴共轴的启动装置和侧向排气组合，成本较低，热端轴承维护方便，但排气损失较大。冷端驱动是随着燃气轮机大型化而出现的布置方式，机组采用轴向排气，使联合循环的热效率提高，但往往需要采用发电机变频启动方式，由于变频器价格较高，对中小功率机组往往不适用。

燃气轮机本体与进气系统的布置方式：进气系统的布置方式比较灵活，可以轴向布置，也可以侧向布置；可以侧向进气，也可以顶部进气。对于采用冷端驱动且配直冷式空冷发电机的机组，还可以将进气过滤系统布置在机组的中部，同时向压气机和发电机的空气冷却器供气。从原理上说，进气压力损失最小的布置方式是最优的方式，往往也是成本最低的方式，但进气系统布置通常要受电站布置的约束而采用不同的形式。

燃气轮机本体与排气系统的布置方式：分为侧向排气和轴向排气，由燃气轮机本体与被驱动设备的布置方式决定。

燃气轮机本体与启动装置的布置方式：启动装置的布置与采用何种启动装置密切相关。采用柴油机、电动机、气动透平等启动装置时，一般需与燃气轮机轴共轴，因此与热端驱动方式配套，布置在燃气轮机的压气机端。采用发电机变频启动装置时，由于是电气连接，则不受限制。

燃气轮机本体与燃料系统的布置方式：燃料系统一般分为两个部分：机上系统和机外前置系统，通常以与燃烧室最近的一个截止阀分界。无论使用液体燃料或气体燃料，机上系统都要求截止阀与燃料喷嘴之间的容腔要限制在一定的范围内，这是为了防止在机组事故遮断情况下有过多的燃料喷入燃烧室，此外，该部分容腔还与燃料系统调节阀的动态特性选择相关。故机上燃料系统的布置一旦设计定型后不能随意更改。前置燃料系统则不然。对于液体燃料前置系统，一般没有布置上的限制，只要前置油泵可以满足泵送要求即可，因此，油罐区和前置泵站可以布置在离机组较远的地方。对于气体燃料前置系统，则有较为严格的限制。一方面，出于防爆安全性的考虑，气体燃料前置系统需与机组保

持一个立体的安全距离，具体根据气体性质和防爆区域分级来确定。另一方面，气体燃料前置系统又不宜离机组过远，因为一旦机组遮断，这一部分管道中的可燃气体需要放散，同样受到安全准则的限制。

2 燃气轮机辅助系统

燃气轮机辅助系统是燃气轮发电机组的非常重要的部分，其系统多达十余个，每个系统又由多个设备、部件组成。因此，辅助系统的设计、制造对机组的可用、可靠、安全、高效有着直接的影响。

2.1 总体概况

燃气轮机的辅助系统主要有：

- (1) 辅助传动系统。
- (2) 启动系统。
- (3) 盘车系统。
- (4) 润滑油系统。
- (5) 液压油系统。
- (6) 燃料系统。
- (7) 水洗系统。
- (8) 进气系统。
- (9) 排气系统。
- (10) 机组消声隔声系统。
- (11) 消防系统。
- (12) 雾化空气系统。
- (13) 注水注汽系统。
- (14) 可调进口导叶系统。
- (15) 冷却与密封空气系统。
- (16) 冷却水系统。
- (17) 加热通风系统。

国内引进的重型燃气轮机的辅助系统（以天然气燃料、DLN 燃烧室为例）见表 12.8-1。

根据不同的技术流派和用途，还有一些特殊的系统，例如燃用低热值燃料机组的氮气吹扫系统、西门子技术的空气干燥系统、三菱技术的燃烧室旁通系统等。

本章主要对燃气轮机特有的系统进行介绍。

表 12.8-1 国内引进的重型燃气轮机的辅助系统（以天然气、DLN 燃烧室为例）

系统名称	9F	SGT5-4000F	M701F	9E	6B
附件驱动				✓	✓
启动系统	✓	✓	✓	✓	✓
盘车系统	✓	✓	✓	✓	✓
润滑油系统	✓	✓	✓	✓	✓
液压油系统	✓	✓	✓	✓	✓
燃料系统	✓	✓	✓	✓	✓
水洗系统	✓	✓	✓	✓	✓
进气系统	✓	✓	✓	✓	✓
排气系统	✓	✓	✓	✓	✓
机组消声隔声系统	✓	✓	✓	✓	✓
消防系统	✓	✓	✓	✓	✓
可调进口导叶系统	✓		✓	✓	✓
冷却与密封空气系统	✓		✓	✓	✓
冷却水系统	✓	✓	✓	✓	✓

续表

系统名称	9F	SGT5-4000F	M701F	9E	6B
加热通风系统	✓	✓	✓	✓	✓
空气干燥系统		✓			
空气处理系统	✓	✓		✓	✓

2.2 辅机传动系统

燃气轮机的辅助设备中有不少需要用动力传动的设备，例如润滑油泵、液压油泵、燃油泵、冷却水泵、通风机等。当这些设备由燃气轮机来带动时就形成了辅机传动。这种传动方式在航空燃气轮机中普遍应用，在地面燃气轮机中，往往只有少量与机组安全性密切相关的辅机由燃气轮机传动，例如主润滑油泵、主液压油泵、燃油泵等。随着机组的大型化、控制保护水平的提高，与汽轮发电机组一样，采用独立的交直流电机驱动的油站是一种很好的解决方案。

在采用辅机传动的机组上，往往设置一辅助齿轮箱来传动辅机。图 12.8-4 为 GE 公司某型的辅助齿轮箱的传动示意图，通过它传动主滑油泵、主液压油泵、主燃油泵、主雾化空气压缩机。此外，启动装置也通过该齿轮箱来带动燃气轮机启动。

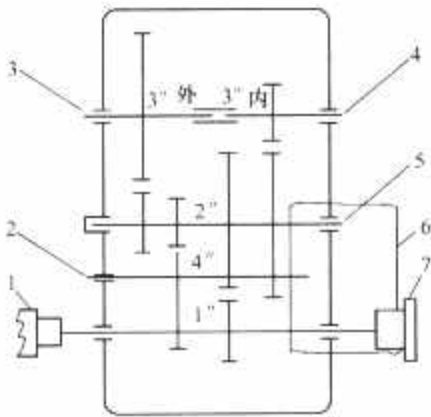


图 12.8-4 典型的辅助齿轮箱传动示意
1—启动离合器；2 主液压油泵传动轴；3—主燃油泵传动轴；4—主雾化空气压缩机传动轴；5—水泵传动轴；6—主滑油泵；7—辅助齿轮箱传动联轴器

该齿轮箱位于启动装置与压气机进气端之间，辅机底盘之上。有四根平行轴，通过齿轮副变速得到各个辅机所需要的转速。当机组的配置不需要某一辅机时，可以用端盖将该传动轴的输出端封住。齿轮箱的润滑油来自机组润滑油母管，回油向下直接排入机组油箱。

2.3 启动系统

启动系统是燃气轮机的重要辅助系统，主要作用是为燃气轮机的启动提供必要的外界动力，以保证机组能够逐步过渡到自持状态。

2.3.1 启动机

启动机是启动装置的核心。对它的要求是有足够的功率和良好的转矩特性。后者是指在低转速时启动机的输出转矩应大，以便带动主机从静止状况启动。目前，单轴燃气轮机的启动机功率为主机额定功率的 2%~5%。主机结构笨重的需功率大，轻巧的则需功率小。而当启动时，若机组所带的负载功率不能减至零，则启动机的功率还可能在 5% 以上。

重型燃气轮机常用的启动机形式有下述几种。

2.3.1.1 电动机

电动机是目前被大量应用的一种启动机，有交流和直流两种。直流电动机的转矩特性好，但需直流电源，故大多用于小型及部分中型机组中。交流电动机常用于中型机组。有些电站用的单轴燃气轮机，把发电机的励磁机兼作启动机用。这时励磁机的容量要比单独作励磁机用时大 2~3 倍；但却获得了减少设备和不需专门传动机构的好处。当励磁机是直流电动机时，启动时用直流电源；当励磁机是交流电动机并通过整流来励磁时，启动时则用交流电源。

当用交流电动机作启动机时，必须配备附加设备来改善其转矩特性。可以从电气方面来着手，即加变阻器，例如变阻箱或频敏电阻。也可以从机械方面着手，在电动机与主机之间加装液力变扭器来改善。

当燃气轮机带动发电机作为电站发电使用时，在启动时也可以将同步发电机作为启动电动机使用，此时需配备变频调速装置作为启动电动机的动力源，以便能方便地调速，实现机组的启动。

2.3.1.2 内燃机

内燃机是另一种被大量应用的启动机。汽油机及柴油机均有使用，而以柴油机用得较普遍。与电动机作启动机相比较，优点是可使用与燃气轮机同样的燃料，对有启动要求的电站可大幅度降低电站柴油发电机组的容量，降低成本；缺点是结构复杂，维护成本高，噪声大。

和交流电动机一样，内燃机也需配以附加设备来改善其转矩特性。常用的是液力变扭器。

2.3.1.3 膨胀透平

膨胀透平用于有压力气源的情况。例如高压天然气、压缩空气、蒸汽等。其中较常用的是天然气，在燃气轮机用于天然气管道输送或天然气田时较多使用。

膨胀透平的转矩特性好，不需另加变扭器。但膨胀透平转速一般比主机转速高很多，需经大速比的减速齿轮箱来传动主机。

选择何种类型的启动装置主要取决于燃气轮机的功率，其次取决于应用场所。小功率燃气轮机的启动机功率较小，以用直流电动机为佳，用蓄电池供电。而中等功率燃气轮机则以用柴油机、交流电动机或膨胀透平为佳。200MW 以上的大功率燃气轮机，无一例外以发电机变频启动为主导，因为在这样的传递转矩水平上，离合器和液力变扭器已经很难选择，且成本高昂，变频设备则是一个性价比很好的选择。此外，在很多的情况下启动机的选择有较大的随意性，往往取决于制造厂的传统习惯或设计者的主观意图。

2.3.2 离合器

启动机工作的特点，是在开始启动时带动主机转动加速；当主机转速达到脱扣转速时，启动机和主机分离，随即停止工作。当下次启动机组时，启动机再和主机合上而投入工作。因此，启动机与主机之间必须有离合器，仅发电机兼作启动机时除外。所用的离合器一般都是能自动分离的超越离合器，下面两种是常用的形式。

2.3.2.1 爪式离合器

爪式离合器是以轴向啮合的爪齿对来传递转矩，靠主动爪的轴向移动来离合。通常，爪式离合器均为三个爪，因为爪过多受力易不均匀。为保证爪传递转矩时啮合可靠，其传力面设计成与中心线间有一倾斜角 α ，如图 12.8-5 所示。当传力时该面上将产生一使两爪相互轴向压紧的分力，从而实现可靠地啮合。倾斜角 α 一般取为 5° 。主动爪与主动轴之间

以能滑移的花键相连接，用液压油动机来带动主动爪使之啮合或分离。这种爪式离合器主要用于中小型燃气轮机中，其啮合和分离由启动程序来自动控制。

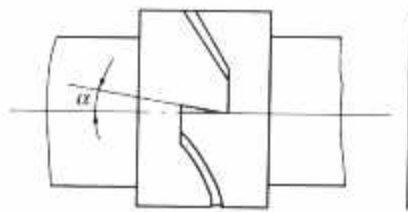


图 12.8-5 爪式离合器

2.3.2.2 SSS 离合器

SSS 离合器又称 3S 离合器，全名为同步中继型自动离合器。主要由盘车齿轮输入组件、启动设备输入组件、盘车齿轮螺旋滑动件、启动设备螺旋滑动件、公用输出组件等部件组成。该装置是一种通过齿轮元件传递功率的全自动自由轮装置，在输入轴的转速超越输出轴转速的瞬间，离合器将自动地开始啮合，一个棘爪作用的螺旋滑动机构使离合器的主动与被动齿进入平滑的正向啮合，当螺旋滑动机构上转矩反向时，离合器将自动地脱离啮合。

2.3.3 液力变扭器

(1) 液力变扭器的作用：液力变扭器的作用就是改变启动机的转矩特性，实现“软”启动。

(2) 液力变扭器的工作原理。图 12.8-6 所示为典型液力变扭器的结构。从图 12.8-6 中可看到，在变扭器工作腔内（即循环圆中）有一个泵轮，安装在变扭器泵轮轴上（即输入轴），由电动机驱动。另有一个涡轮装在涡轮轴上（即输出轴），输入轴与输出轴无机械连接，所以两轴可以有不同转速，当变扭器工作腔充满油时，电动机带动泵轮旋转对油液做功，使油获得速度环量来冲击涡轮，对涡轮做功，再经一对齿传递功率，带动燃气轮机启动。

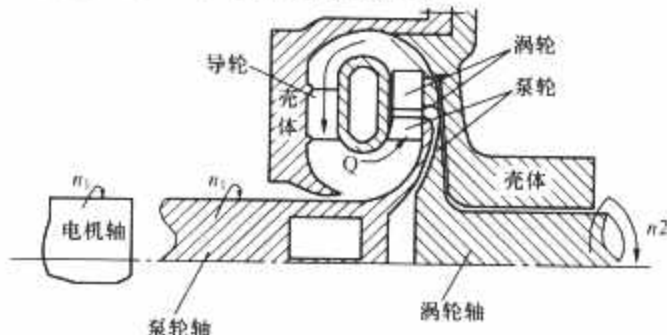


图 12.8-6 液力变扭器结构

油液在循环圆中高速循环流动，当油液经过导叶折转后，以一定的入口角进入泵轮，在低转速下可使输出转矩增大若干倍（“制动工况”扭矩最大）。因此，可利用最大扭矩去克服燃气轮机转子巨大的静摩擦阻力，实现启动。

2.3.4 变频启动装置 (SFC)

传统的燃气轮机启动用的液力变扭器已接近制造的极限。随着燃气轮机的大功率化，特别是对单轴布置的燃气—蒸汽联合循环发电机组已难以胜任。近年来，随着变频装置的发展和广泛应用，大型燃气轮发电机组已普遍采用变频启动装置作为启动设备。对于 400MW 功率等级的 F 级单轴联合循环机组，启动电流仅有 1500A 左右。其特征是：启动装置的容量较大，启动平稳，启动过程可控，可靠性高，易于维护和保养等。

F 级燃气轮发电机组启动时，发电机作为同步电动机运行。同步电动机启动后将机组升速至点火转速，燃气轮机点火带载，机组被燃气轮机拖至额定转速。

西门子公司的 SGT5-4000F 机组的启动过程基本步骤

是：通过 SFC 装置向发电机定子绕组施加电压，同时利用静态励磁装置（简称 SEE）向发电机转子绕组提供励磁，使此时作为同步电动机运转的发电机产生同步力矩，带动转轴使燃气轮机升速至约 70% 额定转速。燃气轮机在 70% 额定转速时被点火运转并开始拖动发电机带到额定转速，此时电动机作为发电机运行且断开励磁供应。发电机组升速至接近额定转速时，余热锅炉中产生的蒸汽将汽轮机的转速升速至接近额定转速，此时离合器动作，将燃气轮机、发电机和汽轮机轴系连成一个整体，在转速达额定时，SEE 向发电机转子绕组通励磁电流，控制发电机电压最终并入电网。

图 12.8-7 为发电机静态励磁系统和变频启动原理示意图。

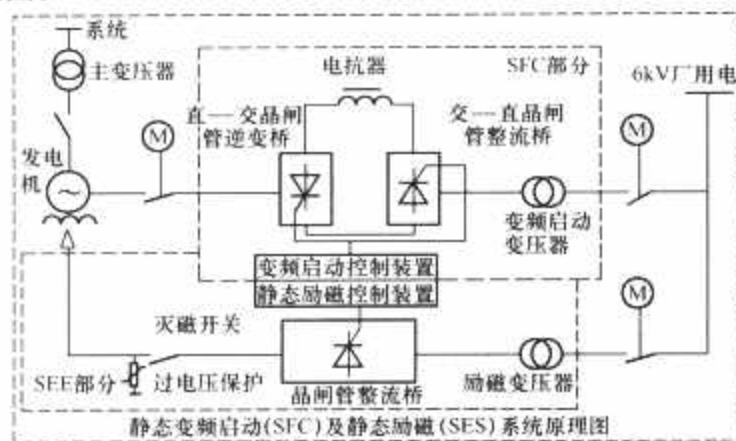


图 12.8-7 西门子公司发电机静态励磁系统和变频启动原理示意

燃气轮机发电机的变频启动装置由变压器、整流器和逆变器及电抗器组成。其作用是将厂用电降压并整流后，按转子磁场的位置依次向发电机 3 相绕组中的 2 相绕组通电，形成一个与始终领先转子磁场一个角度的定子旋转磁场，使转子磁场旋转从而达到使发电机和燃气轮机转子从静止状态旋转起来的目的。也就是在燃气轮机组启动时向作同步电动机运行的发电机提供可控制电压。

SEE 是发电机的静态励磁装置，它由励磁变压器、数字式自动电压调节器（简称 DAVR）、晶闸管整流装置及灭磁装置构成。有两个作用，其一是当发电机做电动机运行时，用 6000V 厂用电提供励磁变电压，励磁变二次侧向晶闸管整流装置提供阳极电压，同时由 DAVR 调节晶闸管桥的直流输出送入发电机励磁绕组，使励磁绕组产生磁场并与定子磁通结合产生力矩以带动转轴；其二是当发电机运行时，同上相同路径向发电机提供可调节的励磁，使发电机升压，并网输送电力。

2.4 盘车系统

2.4.1 燃气轮机对盘车的要求

重型燃气轮机由于工作温度高，停机后机内的温度场梯度远大于汽轮机，气缸及转子的热弯曲现象较汽轮机严重。如果不在机组停机后立即投入盘车，在下次启动时往往会出现很大的振动，甚至出现动静碰擦。此外，盘车装置还有一附带的用途，即帮助启动设备来启动主机。转子由静止状态开始转动时所需力矩最大，故启动时若先由盘车装置带着主机转子旋转，则可使启动机较容易地带动主机转子，由此还可适当减小启动机的功率。因此燃气轮机的盘车装置都是自动控制的，并列机组的顺控程序。

另外，机组停机后用孔探针检查动叶时，可用盘车装置手动带动转子旋转，以观察整列动叶。

燃气轮机的盘车装置有连续盘车和间歇盘车两种。

2.4.2 连续盘车

所谓连续盘车就是让燃气轮机转子以一定的低速连续的转动。在机组停机过程中，当燃气轮机转速降到接近盘车转速时（约 100r/min），盘车电动机投入，通过液力变矩器维持燃气轮机转子以一定的转速连续运转。

当燃气轮机在停机状态时，需要借助启动电动机先将燃气轮机启动到高于盘车转速，然后启动电动机停止运转，燃气轮机降到盘车转速附近时，盘车电动机投入，进行连续盘车。

2.4.3 间歇盘车

所谓间歇盘车就是每隔一定的时间使机组的转子转过某一角度，该功能是由控制程序及盘车装置来实现的。

图 12.8-8 为某型盘车装置的结构图，该装置通过单向棘轮离合器连接在涡轮端的齿轮轴上，它是由二个二端具有液压油缸的活塞杆组成。活塞杆与棘轮离合器外环相连接，而棘轮离合器是制动滚柱型超越装置，它在一个方向旋转时滑动，在另一个方向闭锁。从图 12.8-8 中可见，这时右边活塞杆向上运动，左边活塞杆向下，当左边活塞杆位移到行程端点时，左边油缸出口被打开，使油流出，去控制一个 4 位阀的压力控制油路，促使通过此阀的油流走向改变，因而使通过另一个四位阀的油流方向改变，油流进入盘车机构“R”点，这时把此阀信息送往自动控制回路，实现“返回程序”。

因为油进入盘车机构油缸“R”点，所以活塞杆反方向移动，实现了返回行程。

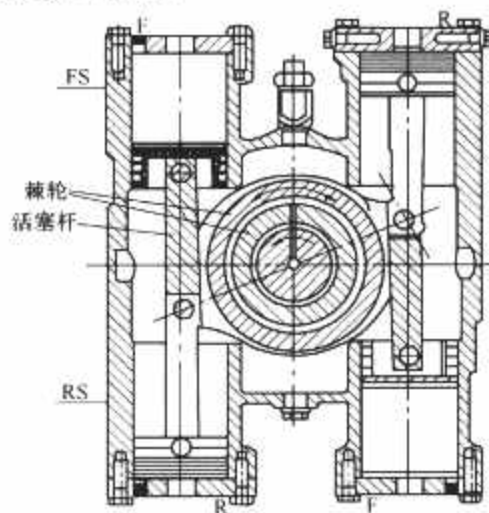


图 12.8-8 盘车装置示意

2.5 燃料系统

燃料系统的作用是按照运行要求调节进入燃烧室的燃料量。燃气轮机可燃用多种燃料。从燃料系统的角度看，主要分为液体燃料和气体燃料两类。

2.5.1 液体燃料系统

液体燃料系统一般由燃油前置系统、燃油过滤模块、机上燃油系统组成。

2.5.1.1 燃油前置系统

图 12.8-9 是一个典型的燃油前置系统示意图。

燃油前置系统的作用是为机上燃油系统准备并提供符合压力、温度、流量要求的燃油。

2.5.1.2 燃油过滤模块

燃油过滤和切换模块的作用一是过滤燃油中的杂质和水分，可采用双联可切换式油滤来实现。三通切换阀的作用是进行两种燃油的切换。对于燃用重油或原油的机组，在启动过程中，机组必须以轻油为燃料，在停机过程中则需要用轻油来冲洗燃油管道，将燃油管路中的重油或原油置换掉，防

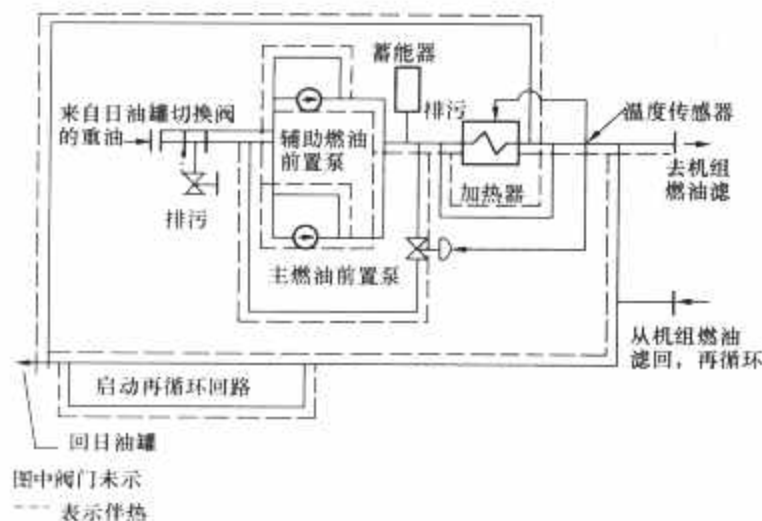


图 12.8-9 典型的燃油前置系统示意

止停机时由于燃油的凝结而造成堵塞。此外，在运行过程中，如果机组检测到重油或原油的品质参数不符合运行要求时，也会自动切换到轻油。此时的切换操作就是由三通切换阀来实现的。对于只烧轻油的机组，三通切换阀就不需要。为了实现快速切换，三通切换阀一般采用气动阀门。

2.5.1.3 机上燃油系统

图 12.8-10 是一个典型的机上燃油系统示意图。主要元件有燃油截止阀，低压燃油滤，主燃油泵，高压燃油滤，燃油旁通阀，燃油流量分配器，启动失败泄油阀，系统中的压力、温度、流量测量装置。

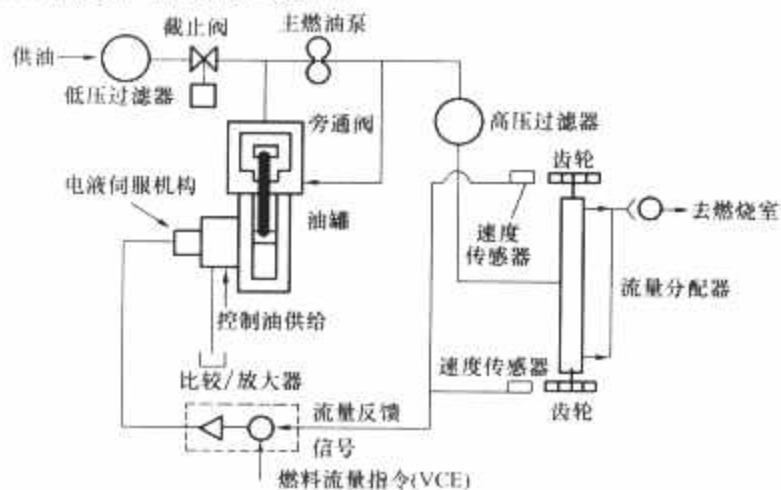


图 12.8-10 典型的机上燃油系统示意

燃油截止阀的作用是在点火时接通燃油前置系统，在机组正常停机或事故停机的过程中，迅速地切断供向燃烧室的燃油，它是机组最重要的保护装置。

低压燃油滤的作用是进一步过滤燃油中可能存在的杂质。过滤精度一般为 $5\mu\text{m}$ 。

主燃油泵的作用是给燃油加压，以满足燃烧要求。为了在各种运行工况上都能够获得稳定的压力，一般采用定量泵，如齿轮泵或螺杆泵。这个泵可以用机组的辅助齿轮箱驱动（轴驱动泵），也可以是独立驱动的电泵。

高压燃油滤的作用仍然是过滤燃油中可能存在的杂质，是燃油进入燃烧室的最后一道屏障，主要是考虑在检修低压燃油滤后的管路及元件可能有杂质带入。过滤精度为 $5\mu\text{m}$ 。

燃油旁通阀的作用是控制进入燃烧室的燃油流量。对于不同的运行状态，燃油流量的调整通过加大或减小旁通量来实现。燃油旁通阀由燃气轮机控制系统驱动。

燃油流量分配器的作用是将送往燃烧室的燃料均匀地分配给每一个燃料喷嘴，它能保证各个燃烧室之间燃油流量的不均匀度不超过 5%。燃油流量分配器的原理是将与燃料喷嘴数量相同的尺寸相同的齿轮串联起来使它们共轴，但所处

的容腔彼此隔离。然后使高压燃油同时冲入这些容腔，靠燃油的动能冲动齿轮轴。由于齿轮—容腔的高几何精度，燃油就被均匀地分配，齿轮轴的转速则与总燃油流量线性相关。在燃油流量分配器上装有三冗余的转速测量装置，可以产生一个模拟燃油流量的信号，这个信号在机组的控制系统中与根据外界负荷需要而计算的燃油流量信号进行比较后，能够产生一个偏差信号。这个信号传送给燃油旁通阀的电液伺服阀，通过它来调节燃油旁通阀回到主燃油泵入口去的燃油流量，这样就能达到调节机组负荷和转速的目的。

泄油阀的作用是在机组启动过程中，如果点火失败，利用它将未燃烧的燃油排出机组，防止液体燃料积存在燃烧室和透平中。这个泄油阀装在机组低位排放管上，停机时是常开的，当机组启动升速时，可以凭借压气机排气压力的增高而自动关闭。

系统中的压力、温度、流量测量装置的作用是测量液体燃料系统的各种参数，分别送往机组控制系统用于控制、保护和监视。

2.5.2 气体燃料系统

气体燃料系统一般由增压/调压站、机组前置模块和机组燃气系统组成。

2.5.2.1 增压/调压站

作用是对公共气体管网的供气进行压力、品质的制备，使其满足燃气轮机燃烧系统的要求。由于公共气体管网的供应状态不同，可以为增压/调压站、减压/调压站、调压站等不同形式。

从燃气轮机的寿命及运行的安全性和经济性考虑，门站来的天然气不能直接进入燃气轮机燃烧。为了适应燃气轮机对气源的压力及品质的要求，在天然气进入燃气轮机之前必须进入调压站，进行杂质的过滤和压力的稳定调节。在燃气轮机正常工作时，燃气调压站应能满足以下要求：持续、稳定的提供符合燃气轮机要求的天然气；调压器（路）之间进行切换时，应避免有大的压力波动；如有火灾等情况发生，调压站能够迅速切断。在燃气轮机甩负荷和跳机时，燃气调压站应能满足以下要求：由于天然气流量在瞬间（1s 内）减少很多，调压站必须能够及时响应；调压站应有足够的放散措施，以削减由于流量骤减而对调压站造成的冲击。

为了满足上述要求，减压/调压站主要配备以下 5 个系统，如图 12.8-11 所示。

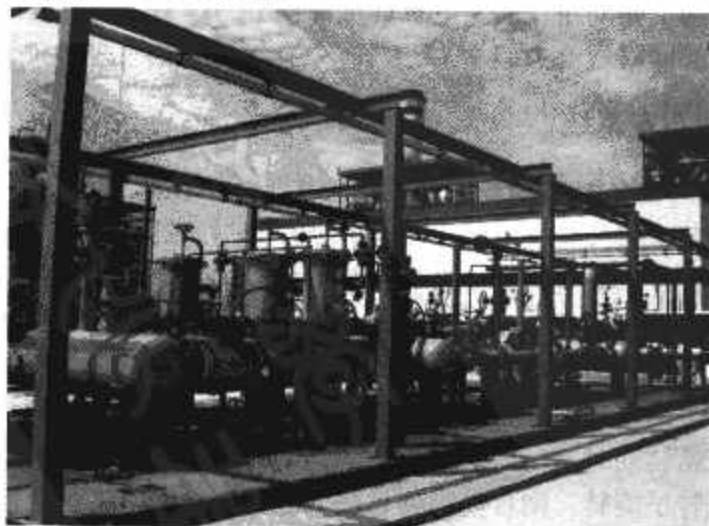


图 12.8-11 天然气减压/调压站

(1) 天然气计量系统。天然气计量系统由气体超声波流量计，温度、压力测量仪表，气相色谱分析仪和流量计算机四部分组成。超声波流量计用于测量在管道中实际输送状态

下的天然气流量。气相色谱分析仪用于分析管道中输送的天然气成分，从而计算天然气的可压缩程度和热值。流量计算机接受超声波流量计的工况流量、色谱分析仪的天然气组分、密度和就地变送器测得的压力、温度信号计算出标准状况下的流量；根据标准状况下的流量数据和天然气的热值分析结果可以计量热值流量，当多个气源供气时，可以进行热值调配；与色谱分析仪配合使用，不间断地将超声波流量计测得的声速与声速在天然气中的理论值进行比较，可以在线连续监控或标定超声波流量计的计量精度；存储数据、多级管理、诊断和日常控制功能。

(2) 过滤系统。经过计量之后的天然气进入过滤系统，首先进入一台 120% 容量的旋风分离器，这是一种粗滤模块，大的固体和液体颗粒从轴流风中分离出来；然后进入 120% 容量的过滤式分离器（1 用 1 备），气流从过滤器中通过作进一步机械过滤，并除去液滴。过滤的精度根据燃气轮机的要求设定，以确保下游设备的安全。

(3) 加热系统（露点加热单元）。为补偿气体膨胀导致的温度下降，配置 2 台 100% 容量的加热器（1 用 1 备），将燃料气加热到水和燃气混合物的露点温度以上。

(4) 调压系统。调压系统的功能为通过调节稳定燃气轮机进口处天然气的压力，从而满足对燃气轮机压力调节及控制的要求。调压系统由工作调压器，监控调压器，遮断阀，放散阀，绝缘接头及相应的管道阀门组成，每台燃气轮机的调压回路均为一用一备。

(5) 紧急切断系统。调压站入口设置有紧急气动隔离阀（由天然气操作的快速气动阀），万一出现火警，可在 3s 内紧急关闭，切断整厂气源。在最终精过滤器出口装有一个电动遮断阀用以切断燃气轮机厂房内部的燃料气。在隔离阀后装有一个小的放散阀来降低遮断阀和燃气轮机厂房内燃料模块间气流的压力。紧急遮断阀能在线维修。

除了以上 5 个主要系统外，调压站还应包括天然气吹扫、安全排放、疏液排污等系统。

对于需使用增压/调压站的场合，由于压缩后气体燃料温度可能较高，则加热器可能需要改为冷却器。

2.5.2.2 天然气前置模块

位于调压站和机组燃气系统之间，每台燃气轮机配置一套。前置模块的功能是将来自上游供气管道的天然气再次计量、加热、过滤，达到燃气轮机安全运行之要求。

2.5.2.3 机组燃气系统（非 DLN 燃烧器）

图 12.8-12 是气体燃料系统示意图。气体燃料系统的主要组成部件有：气体燃料过滤器、速比/截止阀、控制阀、控制系统、气体燃料母管等。

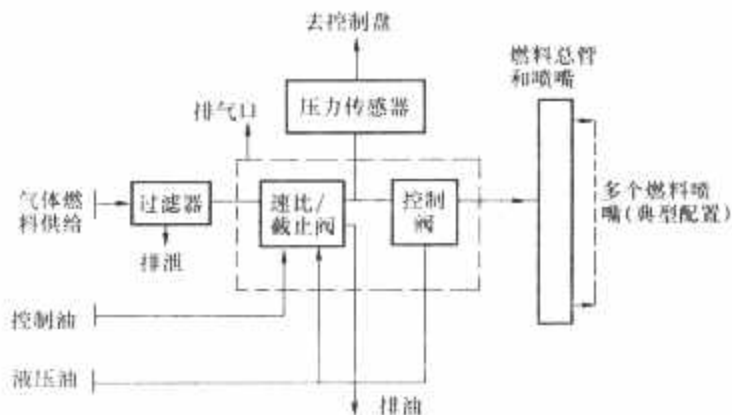


图 12.8-12 气体燃料系统示意

气体燃料过滤器的作用同上。

气体燃料截止阀的作用是保证机组在正常停机或事故停

机时，能够既迅速又严密地切断供向燃烧室的天然气，是一个液压控制的两位式快速关断阀。

气体燃料速比阀的作用是调整气体燃料控制阀前的天然气压力 p_2 ，使 p_2 成为透平转速的函数。

气体燃料控制阀的作用是根据透平转速和外界负荷变化的要求，改变阀门开度（即通流面积），从而控制供到燃烧室去的天然气流量。由于在设计时已经确保气体控制阀前后的压力比总是满足小于临界压比的条件，因而流过控制阀的天然气流量与阀门前后的压力降无关，它只是控制阀开度，以及阀前压力 p_2 的函数（当天然气的温度变化不大时）。

气体速度比例截止阀与气体控制阀的动作，可以满足整台机组在启动和正常运行时，气体燃料流量的控制和调节特性的需要。

在气体燃料控制系统的蓄能器中，总是储有一定数量的高压跳闸控制油。当气体速比/截止阀和气体控制阀的位置发生变化时，这股控制油能够及时地补充给伺服阀，以便加快这些阀门位置的变化速度。

气体燃料分配母管环绕在机组的四周，按环形方式布置，通过它可以把天然气分别供给多个燃烧室。分配母管和支管的设计应该充分考虑到各管之间配气的均匀性，以确保供向每个燃烧室去的天然气流量能够彼此相等。

2.5.2.4 机组燃气系统（DLN 燃烧器）

对于采用 DLN 技术燃烧室的机组，由于使用分级燃烧，气体燃料系统也需要作相应的改变，但基本原理与上节的介绍是相同的。由于各制造厂使用的 DLN 技术各不相同，气体燃料系统也不尽相同，图 12.8-13 是三菱公司 DLN 燃烧器的气体燃料系统简图。

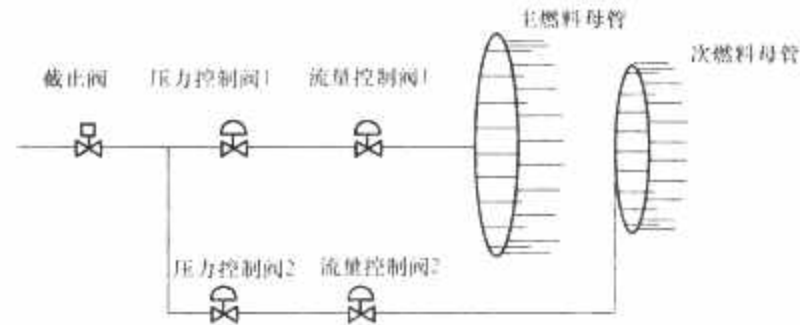


图 12.8-13 三菱公司使用 DLN 燃烧器的气体燃料系统简图

2.6 雾化空气系统

在使用液体燃料的燃气轮机中，为了使液体燃料更好地雾化，提高燃烧效率，需配备雾化空气系统。雾化空气系统的功能是将一股压气机排气引入轴驱动的雾化空气压缩机，提高其压力，然后注入燃料喷嘴，使液体燃料雾化。由于压气机排气温度高于雾化空气压缩机允许的工作温度，因此在进入雾化空气压缩机之前要对其进行冷却。在点火时，由于机组转速较低，不足以达到雾化所要求的压力，所以，需要有一套电驱动的启动雾化空气压缩机。

雾化空气系统有低压雾化空气系统和高压雾化空气系统之分，前者是用于燃烧轻油的机组中，后者则用于可以兼烧重油/原油的机组中。

高压的雾化空气被用来雾化重油和原油，它是保证这两种燃料实现无烟燃烧所必需的。从本质上说，高压雾化空气系统应该是机组中液体燃料系统的一个组成部分。但是在雾化空气进入燃料喷嘴之前，它是与燃料系统分开的，因而也能算是一个独立的工作系统。

从机组的压气机排气缸中输送来的压缩空气，首先进入

水冷式冷却器中去进行冷却降温。冷却器出口的空气温度一般控制在 $(107.2 \pm 1.7)^\circ\text{C}$ 范围内,它是用一个装在排水管上的温度调节阀来进行调节控制的。倘若主雾化空气压缩机入口的空气温度升高到了 $(135 \pm 2.78)^\circ\text{C}$,雾化空气温度开关就会发出警报信号,运行人员必须迅速采取措施,否则主雾化空气压缩机将会损坏。

主雾化空气压缩机由辅助齿轮箱轴驱动,当燃气轮机的转速达到 $60\%n_0$ 时,压缩机就能向整台机组供应为保证燃烧情况良好所必需的雾化空气量。

为了保证主雾化空气压缩机能够提供符合质量要求的雾化空气,在这个压缩机的进口和出口之间,专门安装了一个差压开关。倘若由于压缩机发生故障而不能保证雾化空气的压力升高,机组将自动停机,否则燃烧室的火焰管以及透平的第一级静叶组件就有被火焰烧坏的危险。

为了使燃气轮机既能烧液体燃料又能烧气体燃料,一般还需配备雾化空气旁路系统和液体燃料喷嘴的吹扫系统。因为,当机组改烧气体燃料时,需要利用这套系统来向液体燃料喷嘴的燃油流道供应吹扫空气。否则,燃料喷嘴的工作元件就有被烧坏的可能,甚至还会由于残存在其中的液体燃料因受热发生积炭,使燃油流道被逐渐堵塞。

在机组启动过程中,如使用轴驱动的主雾化空气压缩机,为了保证机组能够顺利地点火和启动,需配置启动雾化空气系统。启动雾化空气压缩机是由启动柴油机或电动机驱动的,这样,在主轴转速较低时也可以提供足够的雾化空气供点火升速用。

2.7 注水/注汽系统

注水/注汽统称为湿式低氮氧化物技术。其原理见燃烧室章节。

(1) 注水系统。注水系统的功能是按照需要的压力和流量向机组的燃烧系统提供纯水以降低 NO_x 的排放。

(2) 蒸汽喷注系统。在联合循环机组中,可以比较方便地获得蒸汽。使用注汽系统除可以降低氮氧化物排放外,还可以增加机组的出力。

2.8 水洗系统

当燃气轮机运行较长时间后,或在空气污染程度比较严重的环境中运行时,由于吸入的空气过滤不净,就会使压气机的通流部分逐渐积垢或积盐,使压气机的压比和效率下降,叶片还会因积盐而逐渐腐蚀。为了解决上述问题,除了必须在压气机的入口处加装空气过滤器外,还需配备压气机水洗装置。

压气机水洗装置安装在移动底盘上,作为一个独立模块,提供一定压力和流量的清洗液,通过管路系统连接到压气机第一级叶片前的高压喷嘴,在线或离线对压气机叶片进行清洗。在机组不解体的前提下,在运行中或停机后对压气机进行清洗。清洗液是除盐水与清洗剂按一定比例混合的乳状液。

2.9 进气过滤系统

进气过滤系统是燃气轮机非常重要的一个系统。

2.9.1 含尘空气对机组工作的影响

在空气中或多或少地含有各种无机物和有机物颗粒杂质,当它们被吸入燃气轮机后,在通流部分中将产生下述几种不良作用:

(1) 磨蚀。即颗粒杂质不断冲刷叶片,致使叶片发生磨

蚀,这在压气机靠后面的级中最为显著,其最终的结果将导致发生叶片折断的重大事故。

(2) 积垢。在陆地上,当空气中含有碳氢化合物烟雾或带炭的烟、或有一定黏合能力的其他微粒时,它们就会在压气机叶片上堆积起来形成垢物,使其效率、压比、流量等均降低。在海洋环境条件下,由于空气中含有海水,因而将发生积盐现象。

(3) 腐蚀。空气中的一般灰尘不会造成腐蚀现象。但当空气中含有盐粒分时,就可能对叶片等发生腐蚀作用。显然,在海洋环境下这一问题较突出。若空气中有其他的腐蚀性成分,亦可能发生腐蚀现象。

2.9.2 空气滤清设备

2.9.2.1 对空气滤清设备的要求

一般认为,直径在 $10\mu\text{m}$ 以上的灰尘颗粒,是对叶片造成磨蚀的主要原因。而直径在 $5\mu\text{m}$ 以下的灰尘颗粒,则可能导致积垢,因为存在于空气中易形成积垢的燃烧产物微粒尺寸为 $0.001 \sim 5\mu\text{m}$ 。而颗粒直径为 $5 \sim 10\mu\text{m}$ 是一过渡区,有人认为它是所谓的“有益”灰尘,它虽对叶片有一定的磨蚀作用,但却能不断地冲刷叶片使之不会积垢。

显然,为了避免磨蚀,应将 $10\mu\text{m}$ 以上的颗粒滤除, $5 \sim 10\mu\text{m}$ 的亦宜滤除,这是现代空气滤清设备较容易达到的。但对易形成积垢的微小尘粒则只能滤除部分,越细微的越难滤除,故在含有黏性细灰的大气环境中运行时,采用滤清设备后并不能防止压气机叶片积垢,这时还需配合以清洗通流部分的办法来除垢。

在采用滤清设备后,对空气必然造成流动损失,由于该损失对机组的功率和效率有较大的影响,因而希望它越小越好。通常,进口压力损失 1% 将使功率下降 2% 左右。因此,空气滤清设备的性能指标除过滤效率外,还包括压损。一般清洁的新的过滤器其压损不应超过 245Pa 。

对用于海洋条件的滤清设备,要求把海水和盐全部除尽是不可能的。目前对海水滤清的要求,是从对透平叶片的硫化腐蚀研究后得到的。当空气含盐质量分数在 0.01×10^{-6} 以内时,再配合以叶片表面涂层,可大大提高叶片的硫化腐蚀寿命。因此,规定滤清后的空气含盐量应在 0.01×10^{-6} 以内,这也是当前技术水平所能达到的。

2.9.2.2 惯性分离器

它的工作原理是空气在流经分离器时被转弯或旋转,靠惯性把质量比空气大的灰尘颗粒分离出来而将其除去,故称为惯性分离器。它不仅能分离空气中的灰尘,同时能分离水滴。目前用于燃气轮机的惯性分离器有两类,即百叶窗式和旋风管式两类:

(1) 百叶窗式惯性分离器的基本元件和一些建筑物门窗上的百叶窗形状相同,不过一律采用金属材料制造,例如用钢板或铝板。此外,为获得好的工作性能,常把百叶窗制成一定的组合形式,或改变百叶窗栅板的流道形状。图12.8-14为采用抽气排污的V型分离器,它由两排布置成V型的百叶窗组成,槽底的一端接有抽气机抽气,对尺寸为 $5\mu\text{m}$ 以上的颗粒的过滤效率在 90% 以上。V型分离器的槽底抽气量约为进口空气量的 10% ,适用于较肮脏的场所。

另有一种栅板垂直地面放置,并以多排百叶窗组成曲折通道的分离器,它主要用来分离水滴。它的工作原理是靠不断转弯把水滴甩向栅板壁面,附在壁面向下流动,最后从底部流出分离器。为了增加对水滴的分离作用,可在转弯处加装类似挡板的结构,这时阻力损失也随之加大,故应恰当地

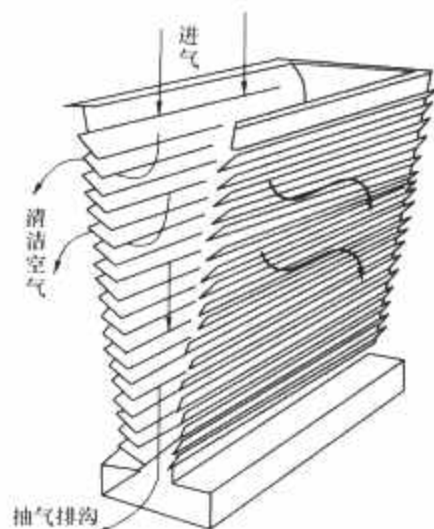


图 12.8-14 V型分离器示意

进行设计。这种分离器不需抽气，目前主要用于海洋环境的三级过滤器。

(2) 旋风管式惯性分离器，是一种有旋流叶片的管子，空气流入其中发生强烈的旋转把灰尘颗粒甩至外缘而被分离。因此，旋风管中的气流在中间是清洁的，靠近管子壁面的气流是脏污的。与V型分离器一样，用抽气机把聚集在壁面的脏污空气抽走，把旋风管中间清洁的空气导致压气机进口，即达到了良好分离的目的。旋风管的脏污空气抽气量也是10%的进口空气量。与V型分离器一样，旋风管式分离器也无清洗和更换介质的问题，特别适用于较脏污的环境。但旋风管式的尺寸要比V型的紧凑。

与阻式及冲击式过滤器相比较，惯性分离器允许较高的进口空气速度，即单位面积的空气流量较大，例如旋风管式允许的进口速度是5~10m/s，因而体积大为缩小，当然这时的压力损失要大些。由于这一特点，旋风管式分离器常用于车辆或移动式燃气轮机中，其压损约为980.6Pa。

2.9.2.3 自清式空气滤清器

另一类空气过滤器为阻式过滤器，它使空气通过滤纸等多孔介质而滤清，是高效率的过滤器，过滤效率可达99%以上。但使用一段时间后过滤介质将脏污，需清洗或更换过滤介质。

自清式空气过滤器，是过滤效果可达99.9%的高效率的阻式过滤器。它用叠成曲折状的滤纸做成过滤圆筒，空气从筒外部流入筒内部而被滤清。过滤器由大量滤筒组成，以形成按空气流所要求的过滤面积。因此，流经每个滤筒的滤清后的清洁空气，在过滤器上部汇集起来流至压气机进口。当机组运行一段时间滤筒中的滤纸因外表积灰而脏污，空气流阻力增大，阻力值增至一定值后，清吹控制器动作，使高压空气自拉法尔喷嘴喷向滤筒内部，形成一压力脉冲吹向筒外，将滤筒外部所积灰尘吹掉而下落，如图12.8-15所示。当气流阻力降至一定值后吹扫停止。由于一次脉冲吹扫时间很短，又是多组滤筒依次吹扫，故吹扫期间燃气轮机仍正常

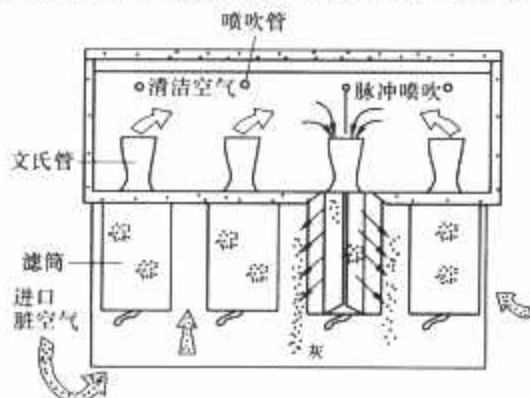


图 12.8-15 自清式空气滤清器

运行。通常，滤筒的工作寿命可达1~2年，且滤筒更换很方便。

上述自清式空气过滤器，又称自动脉冲喷射清洗过滤器。其过滤筒为标准元件，需用数目由空气流量的大小来确定，过滤器的组合十分方便。因此，这种空气过滤器的应用很广泛。

2.9.3 进气过滤器选择原则

(1) 较清洁地区。相当于空气中含尘量 $0.1 \sim 0.5 \text{ mg/m}^3$ 的地区，其中含尘较低的如住宅区、轻工业区，而含尘较高的如一般的工业区。这时惯性分离器、自清式过滤器可任选其中一种用之。

(2) 较脏地区。相当于空气中含尘量 $1.5 \sim 35 \text{ mg/m}^3$ 的地区，其中含尘较低的如较脏的工业区、矿山，含尘量较高的如荒漠地区，此外如建筑工地及很少覆盖的土地亦属这一类。这时以用自清式过滤器为宜。

(3) 海洋环境。这时的关键是除海水即除盐，使经过过滤器后空气的含盐质量分数在 0.01×10^{-6} 之内。现已制成了多种能达到该要求的三级过滤器，它们都是组合的过滤器。三级过滤器的第一级和第三级是惯性分离器，是多排串联的垂直栅板的百叶窗。第二级是凝聚器，其内部是纤维，例如尼龙丝或细金属丝。此外，在每个过滤级的底部都有被分离出来的海水排泄装置。工作时在第一个惯性级中去除空气中的全部自由水滴和部分的微小雾滴。而在凝聚级中，其纤维结构对于 $2 \mu\text{m}$ 以下的雾滴有良好的聚集能力，被凝聚的水部分沿过滤器本身流至底部排出，部分以较大的水滴状被空气带走，这些水滴则在第三级惯性分离器中被去除。经过这样的三级过滤后，出口空气的含盐质量分数即可低于 0.01×10^{-6} ，满足规定的要求。为使三级过滤器达到上述的过滤要求，需较高的空气流速，通常为7~9m/s，因而压损较大。例如某三级过滤器，在进口流速为7.6m/s时，压损约1127.8Pa。在使用时，三级过滤器本身会发生积盐现象，特别是凝聚器，因而需定期水洗维护。为便利水洗维护，有的把凝聚器设计成能方便抽出的结构。当过滤器的尺寸较大时，可在过滤器的第一级和第二级之间留足够的空间，以便人进入清洗凝聚器。

(4) 沙漠地区。这种地区往往多风，还有沙尘暴气候。在平常无风时，空气中含尘质量浓度为 $0.1 \sim 1 \text{ mg/m}^3$ ，刮风时则显著增大，当发生沙尘暴时，含尘质量浓度可达 100 mg/m^3 ，甚至 1000 mg/m^3 以上。对于沙尘暴很少的地区，过滤器的选用与上述较脏的地区相同。但应更好地注意空气进气口的位置，宜置于离地面较高的地方。此外，有些沙漠地区往往含有较高的盐分，因而过滤器应有高的除盐效能，使过滤后空气的含盐质量分数低于 0.01×10^{-6} 。这种地区空气中的干盐空气溶胶颗粒大小与空气湿度有关。湿度大时尺寸大。通常，该颗粒尺寸在 $2 \mu\text{m}$ 以下。这时可用与海洋环境中相似的、能自行排水的凝聚器来聚结干盐空气溶胶，并在其后置惯性过滤器来滤除其余的。显然，这时应以惯性分离器作为预滤器，从而形成一种三级过滤器，否则凝聚器等将较快地被堵塞。

2.9.4 除雪和防冰

在冬季气温较低、降雪较多的地区，应采用除雪防冰措施，以免过滤器被冰雪堵住和在进气道中结冰。

2.9.4.1 除雪

目前通行的办法是在过滤器的进口处加装用薄钢板做成的大罩子——雪罩，使空气以较低的流速自下向上流入过滤器，这时雪就大部分甚至全部被分离掉。

2.9.4.2 防冰

在压气机进气道中空气是加速流动的, 静温逐渐降低, 在进口导叶处降至最低。因此, 当气温低于 5°C 且空气潮湿时, 在压气机进气道中, 就会出现静温低于 0°C 的区域而发生结冰。当冰块脱落时, 将随气流流入压气机而打伤叶片。在气温低于 0°C 时, 就可能在空气过滤器中发生结冰而堵塞过滤器。解决该两问题的办法是加热进口空气。

用燃气轮机自身的排气来加热进口空气是经济的办法。但由于排气较脏, 不能采用掺混式加热, 需使用对流换热。

此外, 亦可自压气机出口引一股高温空气到空气进气道中, 与自大气进入的空气均匀掺混, 使混合后的空气温度高于 0°C 。这种方法较简单, 但该法要消耗一部分高压空气, 引起较多的功率损失和降低机组效率。一般情况下, 对进口空气加热仅在冬季大气温度低于 0°C 以下时进行, 而此时燃气轮机机组的效率和功率将随着大气温度的下降而大大提高, 所以现在采用此法的机组也很多。

当过滤空气应用惯性分离器时, 由于它对水滴和灰尘都有好的分离效果, 使分离后的清洁空气的相对湿度显著降低, 从而减少了进气道中结冰的可能性。因此, 在空气湿度大且寒冷的地区, 采用惯性分离器来过滤空气是较合适的。例如用于加拿大天然气管道输送增压站的航机 Avon 改装的燃气轮机, 空气过滤器用的就是 V 型分离器。

前述的自清式过滤器, 在相对湿度较低的地区, 其过滤介质上的积雪和冰亦同样能吹扫清除之, 因而过滤器不会被冰雪所堵塞。

2.9.5 空气处理站

压气机抽气处理系统是一个带有独立底盘的空气处理站, 用于将抽自燃气轮机压气机排气的高压高温空气做降温、降压、除湿处理后, 供进气过滤器反吹系统 (即自清洁吹扫系统) 作在线吹扫。

从燃气轮机压气机抽取压缩空气作为进气过滤器的吹扫主气源, 是为了方便地获取经过过滤处理的洁净空气, 并可可靠地保证吹扫空气的压力, 同时提高系统的可靠性。但由于压气机排气为高温、高压空气, 故需要降温、降压, 使空气的参数满足进气过滤器吹扫控制系统的要求。在降温过程中, 空气会产生冷凝现象, 有凝结水析出, 这是进气过滤元件所不许可的, 故需进行干燥除湿处理。为此, 空气处理站中采用翅片管, 通过与大气的对流换热使气体降温, 采用压力调节阀对压力进行调整, 并配有一套双联可自动切换的空气干燥器进行干燥除湿处理。

2.10 消声与隔声

2.10.1 噪声及其容许标准

2.10.1.1 噪声的计量及频谱

噪声是由不同频率的噪声所组成, 人们平常听到的噪声是不同频率下的叠加值。一般以声压级的数值来表示声音的大小, 并以 dB 来做声压级的计量单位。以中心频率 f_c 为横坐标, 以声压级 L_p 为纵坐标来作图时, 就得到了噪声的频谱图, 它清楚地表达了该噪声的成分和性质, 这就是频谱分析。

2.10.1.2 燃气轮机的噪声

和其他很多机器一样, 燃气轮机的噪声亦是由多个纯音组成的连续频谱。压气机进口处以高频成分居多, 故噪声尖锐刺耳, 透平排气口处高频的声级比压气机低, 而中低频的声级比压气机的高, 因而噪声不像压气机进口处那样尖锐刺耳。燃气轮机的噪声主要是气流激振而产生的, 它包括气流

流过叶片等产生的摩擦和涡流引起的激振, 气流突然转弯和节流引起的激振, 静叶或动叶出口气流尾迹形成的不均匀流场在下列动叶或静叶进口引起的激振等。其次, 才是因机械振动、齿轮传动、其他辅机等所引起的噪声。

由于人耳对低频声音不敏感, 因而测量总声级时要削弱低频的声级, 使之接近人的实际感觉, 此即 A 挡总声级。当完全不削弱低频的声级时, 称 L 线性总声级。还有介于以与 L 之间的 B 挡和 C 挡总声级。通常以 A 挡的总声级来评价噪声, 其声级记作 dBA, 以较好地模拟人耳效应。

2.10.1.3 噪声的允许标准

在采取措施来防治噪声时, 必须确定出允许的标准。显然, 在不同的场合所允许的标准是不同的。

目前国际上规定的听力保护标准是: 每天工作 8h, 允许连续噪声的声级为 90dB, 工作时间每减半一次, 允许噪声声级提高 3dB, 以 115dB 为高限。

现国际上通行的燃气轮机噪声标准为距机组罩壳外 1m, 离地面 1.2m 处的噪声小于或等于 90dBA, 控制室内噪声限制在 65dBA, 厂界处的噪声需满足当地法规的要求。这个标准还在不断降低。

2.10.2 消声器

消声器是削弱空气动力性噪声的主要设备, 它允许气流通过、但能阻碍声音的传播, 把它装在燃气轮机的进气管路和排气管路上, 就可以有效地降低传至周围环境的噪声。

对消声器的主要要求: 一是具备较好的消声频率特性, 即在所需要的消声频率范围内有足够大的消声量; 二是气体流动的阻力损失要小; 三是结构简单、体积小、使用寿命长、加工方便等。燃气轮机所用的消声器, 一般是根据进排气管路的布置情况、进排气的噪声频谱等来设计或选用的, 以使其在上述三方面均达到较好的指标。

消声器按其工作原理可分: 抗性消声器、阻性消声器、阻抗复合消声器、微穿孔板消声器等。在燃气轮机中, 现广泛应用的是阻性消声器。

它用多孔性的吸声材料做成, 当声波进入这些小孔后, 引起小孔中的气体和材料细小的纤维发生振动, 由于摩擦和黏滞阻力, 使相当一部分声能转化为热被吸收掉。在燃气轮机消声器中广泛应用的吸声材料为泡沫塑料、矿渣棉、超细玻璃棉。其中泡沫塑料仅能用于压气机进口, 后两种在进排气道中都可应用。

由于这种多孔性材料的孔很小, 波长较长的低频噪声较难激起孔内空气的振动, 故对低频噪声的吸收能力较差, 这是阻性消声器的一个弱点。不过, 将吸声材料的厚度增加到足够的数值后, 其低频的吸声效果可得到较多的改善。

由于阻性消声器是用吸声材料吸声的办法来消音, 所以应尽量增大气流与消声材料的接触面积。燃气轮机中采用的狭矩形消声器即符合这个原则, 超细玻璃棉或矿渣棉装在穿孔板护板内, 穿孔板的穿孔率大于 20%。

狭矩形消声器的消声量为

$$\Delta L_p = 2\phi l/a \quad (\text{dB})$$

$$\phi = 4.34(1 - \sqrt{1-a})/(1 + \sqrt{1+a})$$

式中: l 为消声器长度, m; a 为狭矩形宽度, m; ϕ 为消声系数, dB; a 为吸声材料的吸声系数。

式 (12.8-1) 可用于设计时估算, 即按所需消声量来估算消声器的长度。从式 (12.8-1) 看出, 消声量正比于消声器长度, 长度越长消声量越大。其次是消声量反比于通道宽度 a , 即越窄效果越好。与通道高度 h 则无关。其实在 a 减少后, 为保持通道截面积不变 h 将增高, 使吸声面积加大而

增大了消声量。

吸声系数取决于吸声材料，它由实验确定。表 12.8-2 中列举了三种材料的吸声系数。从该表看出，在高中频的宽广频带范围内有高的吸声系数，这就决定了阻性消声器的特性，使对高中频噪声的消声效果很好。其次还可看出，增大吸声材料的厚度可增加吸声效果，其中以低频的较显著些。因而增加吸声材料的厚度，可改善阻性消声器对低频的消声效果。

表 12.8-2 几种材料的吸声系数

材料名称	厚度 (cm)	密度 (kg/m ³)	各频率下吸声系数 (Hz)						产地
			125	250	500	1000	2000	4000	
超细玻璃棉	5	20	0.10	0.35	0.85	0.85	0.86	0.86	上海
	10	20	1.25	0.60	0.85	0.87	0.87	0.85	
矿渣棉	6	240	0.25	0.55	0.78	0.75	0.87	0.91	北京
	8	240	0.35	0.65	0.65	0.75	0.88	0.92	
	8	150	0.30	0.84	0.93	0.78	0.93	0.94	
聚氨酯泡沫塑料	4	45	0.10	0.19	0.36	0.70	0.75	0.80	上海
	6	45	0.11	0.25	0.52	0.87	0.79	0.81	
	8	45	0.20	0.40	0.95	0.90	0.98	0.85	

狭矩形通道截面尺寸的确定，必须和气流流量及流速相联系来考虑，首要的是流速的取定。流速高时能减小截面积，从而减少消声器尺寸。但流速过高后气流将因发生湍流和激发薄板振动而产生所谓次生噪声，它削弱了消声器的消声量。其次是流速过高使阻力损失过大。故流速有一高限，对燃气轮机来说，消声器中的流速与进、排气管道中的相近，进气消声器中不超过 20~30m/s，一般在 20m/s 以内，排气消声器中不超过 40~60m/s。

实用中采用多个并列的狭矩形通道截面的消声器，这样可将消声器设计得合理而实用。这种消声器是由多片长为 l 、高为 h 、厚为 t 的消声片组成，称为片式消声器。目前在燃气轮机中大量应用的就是这种消声器。通常，进气消声器的消声片厚 t 为 50~150mm，排气消声器的消声片要厚些，有的厚达 300mm 以上，以便加强对中低频噪声的消声效果。至于片距 a 一般和片厚 t 相近。

2.10.3 隔声

对厂房而言，要降低噪声则是采取隔声措施。用吸声壁（和阻性消声片类似）做成箱体状的隔声罩，将机组罩在里面，可以获得良好的隔声效果。一般来说，要获得罩壳外 1m 处 90dB 的噪声水平，隔声罩除应有足够的消声材料厚度外，还需处理好构架、门、窗的接缝，保证良好的密封，所有与外部相通的管道，如通风管、放散管等，要考虑消声装置。

此外，还可以采用控制噪声传播方向、提高进排气出口位置、绿化等方式降低噪声。

2.11 进气系统与排气系统

进气系统与排气系统是燃气轮机电站必不可少的重要辅助系统之一。

2.11.1 典型的进气系统

进气系统的主要功能是为燃气轮机压气机提供干燥、清洁的过滤空气；通过消声器将由压气机端传出的噪声减小到允许的范围；通过进气道将过滤后的空气干燥、清洁地输送至压气机入口。进气系统的主要结构包括以下几个部分：进气过滤室、进气道、消声器、过渡段、挡板门（如需要）、膨胀节组成。图 12.8-16 为 SGT5-4000F 燃气轮机的进气系统结构图。

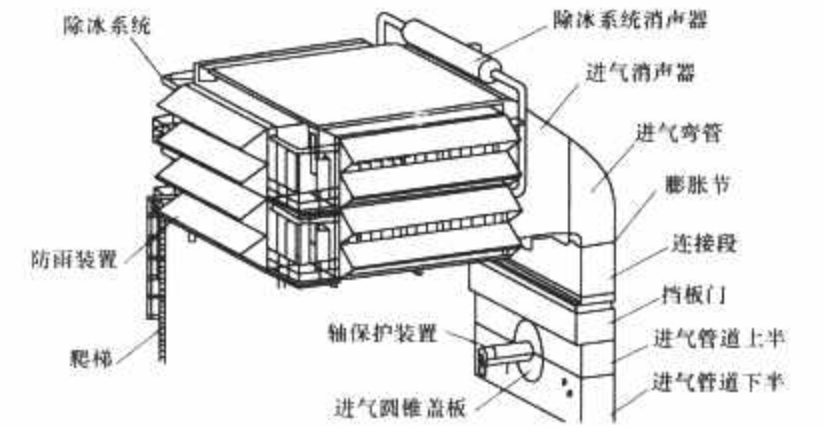


图 12.8-16 SGT5-4000F 燃气轮机的进气系统结构图

在进气系统的设计中，除需按照应用场所正确地选择过滤器和消声器外，还应注意：

- (1) 进气系统的所有结构设计应保证不会在运行时有异物进入机组流道。这包括流道内部的所有结构不宜采用螺纹连接件，或应将螺纹连接件固紧后点焊牢；在进气流道的后部布置异物栅，减少异物进入时可能造成的破坏。
- (2) 进气系统本身是一个承受负压的部件，在过滤器污损或冬季结冰时，负压可能会超过结构本身的承受能力。如果进气系统因负压的作用而发生损坏，将造成机组的严重事故。因此，需要考虑一定的安全措施。包括在进气过滤元件的后部设计旁通门，在进气流道内的负压达到一定程度时，旁通门自动打开，让空气流入；在进气道内设置差压开关，一旦机组负压超过允许值，则机组报警、遮断。
- (3) 大型燃气轮机的进气过滤器体型庞大，过滤元件单重较重，为便于运行人员更换过滤元件和维护控制部件，应有检修门、检修通道、检修光源和起吊装置。
- (4) 进气过滤器的进风口应尽量架高，以有效地减少吸入空气中的灰尘，延长过滤元件的寿命，减轻对压气机叶片的磨蚀。
- (5) 进气道的流速应控制，并采用低流阻的设计。
- (6) 进气道需考虑隔声设计，以降低机组噪声向外部的传递。

(7) 进气膨胀节的作用是阻隔进气系统可能对机组施加的外力，如迎风面承受的风压、结构在不同大气温度下产生的位移等。进气系统一般采用非金属膨胀节，位置应尽量靠近机组的进气室。进气膨胀节无需考虑隔热，结构比较简单。

(8) 进气系统挡板位于进气过滤系统后端压气机进气缸入口前，根据通道的尺寸以及结构布置采用电动单门或双门结构，在机组停机状态下挡板处于关闭状态，此时，可以有效地防止进气通道中的异物进入压气机，同时防止潮湿空气进入机组内部。在停机后启动空气干燥系统装置时，可以使用较少的干燥空气循环量来防止机组内部叶片等零件因空气潮湿而锈蚀。

2.11.2 进气冷却系统

在气温高的地区运行以及相对湿度通常较低の場合应用的燃气轮机，使用进气冷却系统可以有效地提高机组的出力。目前使用的成熟的进气冷却系统多为蒸发冷却器。蒸发冷却器利用水的蒸发来降低进口空气的温度，除可以增加出力外，还可以降低氮氧化物的排放。

蒸发式冷却可以实现的温度降低可按下式估算
温降 $\Delta t = \text{蒸发冷却器效率} \times (\text{冷却器进口空气干球温度} - \text{冷却器进口空气湿球温度})$

将水掺混入空气的方法很多，如将水压力雾化后喷入空气中、在进气道中布置纤维毡，利用毛细作用让纤维毡均匀

地吸水，令空气穿过纤维毡等。无论采用何种方法，均应注意控制冷却器的压损。

使用蒸发冷却器的另外一个要点是对水的品质的控制。主要考虑的因素是水垢沉积倾向。水垢受水的总硬度、总碱度、溶解固体总量，pH 值和水温的相互影响，具体可参考供应商的规程。

此外，还可以使用进口冷却管式换热器。其冷却介质可以是溴化锂，在联合循环系统中，可以方便地使用蒸汽—溴化锂系统获得冷源。管式换热器的冷却效果好于蒸发式冷却器，但系统复杂，进气压损也较大。

2.11.3 排气系统

排气系统的主要功能包括：将高温排气平稳地输送至排气烟囱（简单循环）或余热锅炉（联合循环），使阻力尽可能小；提供噪声保护、保温；为测温、测压提供喷嘴接口、消除热膨胀对设备的外力。

排气系统的主要元件可以包括以下部分：

(1) 简单循环。扩散段+排气消声器+排气膨胀节+排气烟囱。

(2) 带旁通门的联合循环。扩散段+排气膨胀节+排气旁通门+垂直布置的排气消声器+排气烟囱。

(3) 不带旁通门的联合循环。排气膨胀节+扩散段。

如 SGT5-4000F 燃气轮机的排气系统，就由金属膨胀节、扩散段、非金属膨胀节组成。

扩散段本体为一圆锥体，扩散段本体由碳钢焊接而成，内部衬有保温层（见图 12.8-17）。保温结构由外向内依次为外护板，多层陶瓷纤维材料保温材料及支承、内护板，相邻两片内护板相互搭接并用螺栓固定。

扩散段外护板在圆周方向用加强筋加固。扩散段通过前后两个支承与地面连接，其中滑动支承位于入口侧，固定支承位于出口侧。壳体通过 T 形加强筋板与支架连接，如图 12.8-18 所示。

为了吸收燃气轮机运行时的微小热膨胀，燃气轮机透平出口和排气扩散段进口之间通过金属膨胀节连接。该膨胀节采用不锈钢薄壁多层外保温结构。运行中，既要承受来自燃气轮机本体的 620℃ 高温排气，又要在极小的推力下吸收燃

气轮机的轴向膨胀，同时其直径可达将近 4300mm，因此是一种超大型、小推力、耐高温的关键部件。对采用矩形排气道的机组，不使用金属膨胀节。

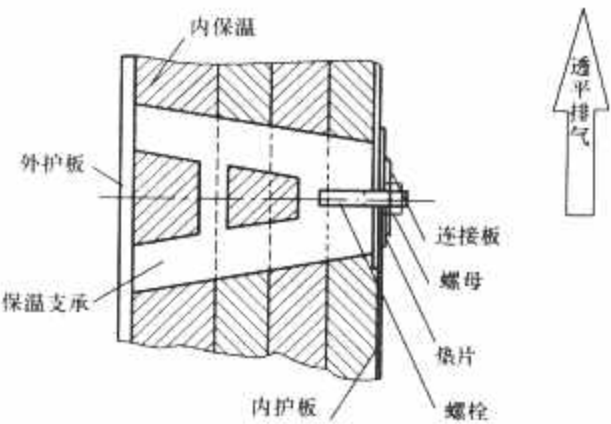


图 12.8-17 隔热设计

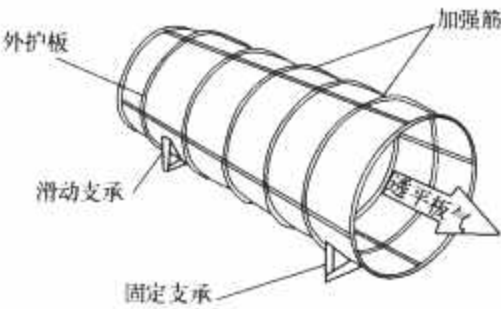


图 12.8-18 支承和加强筋

气扩散段出口与余热锅炉之间通过非金属膨胀节连接。此膨胀节由纤维织物制成，一般采用两层保温，在长期运行中，保温块必须能够满足高温排气的要求。膨胀节通过法兰与余热锅炉侧连接。

2.12 冷却和密封空气系统

众所周知，燃气轮机组有许多高温部件。这些零件在高温下长期工作，必然会对其寿命有着很大的不利影响。为延长使用寿命，改善工作条件，减少热应力、热变形，使燃气轮机组能长期稳定工作，对机组采取冷却措施是非常必要的。下面以图 12.8-19 所示的 GE 6B 机组的冷却和密封空气系统为例予以说明。

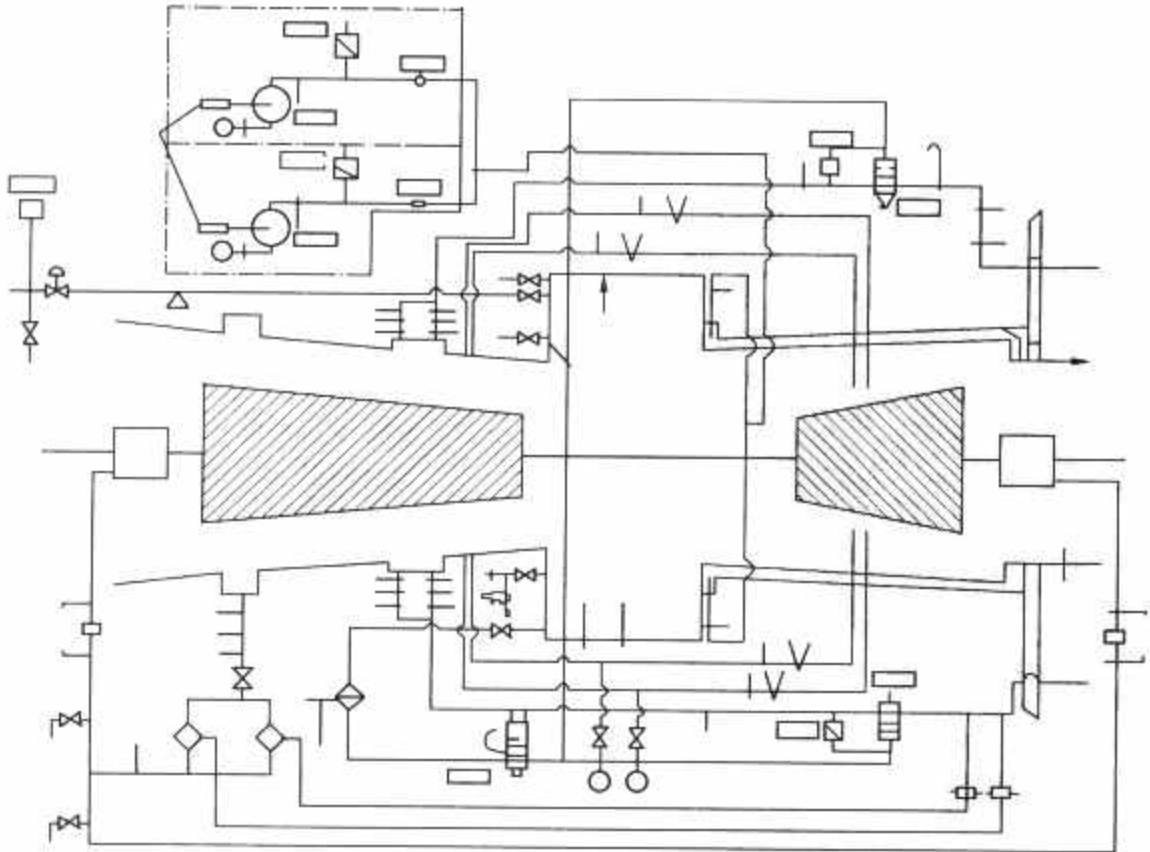


图 12.8-19 6B 机组用冷却密封空气系统示意

压气机的第五级抽气用于机组的前后支持轴承和推力轴承的密封。在机组正常运行时,从压气机第五级抽气槽道中抽出的空气,经管道引至机组的1号轴承和2号轴承的油封处,用以封住滑油而不致外漏,空气可通过排油管道随排油进入油箱,最后可从排气管排入大气。

压气机排气的冷却作用为:

从压气机第十六、十七级转子叶轮之间流出的空气,从透平转子叶轮的轴心孔沿第一、二级叶轮的轮面流至叶轮轮缘,空气从第一、二级动叶片根部的孔流进叶身的径向孔,然后冷却空气从动叶片叶顶上的孔流出,最后,随通流部分的燃气流入排气室内。这股空气使得透平第一级叶轮的出气侧和二级叶轮的进气侧面都得到了冷却,一级动叶和二级动叶也获得了冷却。上述这股空气同时继续流向二级透平叶轮的轴心孔,穿过轴心孔后沿二级透平叶轮的排气侧面向轮缘流去,冷却了叶轮型面后便从三级喷嘴气封的内圆侧流向三级透平叶轮的轮缘,最后流入通流部分,与燃气一并流向排气室。

压气机第十七级后的排气,穿过压气机的排气气封,从排气缸的内缸与转子定距轴间的空间流至透平第一级叶轮进气侧的型面,进而冷却叶轮轮缘、动叶根部,最后从一级喷嘴气封和一级叶轮间的轴向间隙流至通流部分与高温燃气汇合。

压气机的排气通过安装间隙流进透平一级喷嘴叶片和透平二级喷嘴叶片的空腔中,从而对这两级喷嘴叶片进行了冷却。在一级喷嘴的内弧及喷嘴外环的内径壁面均有许多小孔,冷却空气从这些小孔排气带走热量,起到很好的冷却作用。进入二级喷嘴中的空气也从叶片出气边的许多小孔内排入通流部分并带走热量。另一股经过二级喷嘴空腔的空气通入二级喷嘴气封环,冷却后也通入通流部分与燃气混合进入

排气室。

由一对专门设置的冷却风机提供的冷却空气,用以冷却透平气缸和透平排气缸的部件,并可降低机组2号轴承的工作环境温度。两台风机安装在机组的一侧,管路穿过底盘将冷却空气从透平缸锥形壁面上的法兰孔送入透平气缸的环形空腔内,然后通过透平气缸缸体的若干个轴向孔,冷却空气流入透平排气缸的支承筋板夹层中。冷却空气再从这些夹层间隙出来,一路沿透平排气缸的内环壁面流至透平第三级叶轮的排气侧型面上,在冷却了叶轮型面后,冷却空气与燃气汇合,排入排气室。另一路沿排气扩压器内环面与隔热层之间的夹层,经排气扩压器后端上的两根管子穿过机组罩顶排入大气。这路冷却空气保证了二号轴承所处的空间温度不致于太高,从而为其提供了较好的工作环境。

2.13 冷却水系统

冷却水系统是向润滑油冷油器、雾化空气冷却器等提供冷却水,使这些部件或介质的温度分别保持在规定范围之内,保证机组正常运行。

2.14 液压油系统

液压油系统为燃料系统和进口可转导叶系统的控制执行元件提供所需要的高压油。液压油取自于机组的润滑油系统。

液压油系统的主要部件有:

- (1) 一只主液压泵。
- (2) 一只辅助液压泵。
- (3) 两个液压油滤油器及其间的一个切换阀。
- (4) 两套液压油歧管组合。

第9章 燃气轮机的变工况性能

1 燃气轮机变工况概念

通过前面章节介绍的燃气轮机循环的计算,可以解决燃气轮机设计工况点的选定和设计工况参数的计算问题。但是在实际的运行中,由于种种原因会使燃气轮机经常在偏离设计工况的情况下工作。这就是一般所说的变工况。

燃气轮机变工况是整个机组离开设计点运行的各种工况的统称,它包括:稳定的非设计工况(如部分负荷或气候及海拔变化时的平衡工况);不稳定的过渡工况(如启动、升/降速等)。

本章主要结合燃气轮机各组成部件的相互关联以及负荷的特性来分析整个机组的变工况性能。

1.1 燃气轮机变工况影响因素

与蒸汽轮机变工况相比,燃气轮机的变工况问题要复杂得多,燃气轮机不但需要经常适应用户的要求与环境工况的变动,而且不同设计方案与结构的燃气轮机对变工况适应性的差别也很大。例如原先稳定运行的单轴恒速机组,如果燃料减少至某一数量,则燃气温度降低,使透平功率下降。这时,流量、压比、转速和功率四项的变化情况必须同时符合压气机、透平等各部件以及负荷的特性。如果负荷要求转速不变,则压气机和透平等部件综合性能就决定了压比要下降多少、流量要增加多少,机组方能稳定在某一个新的平衡工况,输出功率将相应为某一定值。

显然,透平与压气机等组成部件越多的机组,各部件间关联影响的因果关系也越复杂。因此,燃气轮机的变工况性能不但同热力循环、各部件以及负荷的特性有关,而且也与各部件相互间不同的组合方案——即轴系方案有很大关系。参数已定的同一热力循环,可以适用于单轴、分轴、双轴、三轴或多轴等许多种轴系方案。它们虽然额定工况性能相同,但变工况性能各不相同,有的相差很远,甚至不能平衡运行因而不能胜任某种用途。这一点尤其需要引起足够的注意。

此外,当部件性能变化后燃气轮机也将处于变工况下工作。例如压气机或者透平叶片在磨损或积垢后,其性能恶化,效率降低,导致燃气轮机的性能发生变化,这时一般表现为机组达不到设计的功率和效率,显然也属于变工况范畴。

还有其他一些原因,例如燃料的组成成分变化、燃料热值的变化等,喷注水/蒸汽的投入/退出等也会使机组处于变工况下工作。

1.2 研究燃气轮机变工况的目的

研究燃气轮机变工况的目的,就是要从这些错综复杂的现象中分析出燃气轮机内部联系同外部联系的运动规律,并加以掌握,以便:

(1) 在设计新机组时,能充分了解不同方案的变工况过程及特性,进行定性与定量的分析比较,作为机组轴系方案选定、运行线选择及调节系统设计的依据。

(2) 向用户及运行部门提供机组特性曲线,使用户熟悉机组的变工况性能,能针对具体情况选用适当机组或在运行中采取现场措施。

1.3 燃气轮机变工况性能的计算与分析方法

燃气轮机变工况性能的优劣需要从机组的出力特性、经济性、安全可靠性和加速性等方面来综合考虑。例如,一般燃气轮机在变工况时对经济性或出力能力影响较大;又如,单轴燃气轮机在低转速时容易喘振,为了保证安全可靠,就不宜用在转速变动大的地方。一般说来,部分负荷时燃气温度下降少的轴系方案,部分负荷效率也下降少,但容易喘振。

为了准确地分析燃气轮机的变工况性能,必须知道机组诸参数在偏离设计工况时的变化情况,而这只有通过通过对机组的变工况计算才能得到。也就是说,需要在机组变工况计算结果的基础上来分析一台燃气轮机的变工况性能。因此,对机组进行变工况计算就成为分析与研究变工况性能不可分割的一部分。

对燃气轮机进行变工况性能计算,必然是在各个组成部件性能的基础上来进行的。对于稳定的非设计工况,机组的各个参数按照各个部件之间相互匹配的内在规律,在变到新工况下运行时依然保持不变;而对于不稳定的过渡过程,它的分析基础依然是诸部件的性能(严格地说,部件的性能也会随工况的变化过程而有所变化)。此外,还需要考虑转动部件的惯性、气道壁面的热惯性、气室的容积效应等复杂的影响。同时还与机组的控制系统存在紧密的关联。

2 燃气轮机变工况的计算原则

2.1 燃气轮机的平衡方程

燃气轮机机组主要由压气机、燃烧室、透平、换热器(可选择)、进/排气系统等各部件以及所驱动的负荷组成。每个组成部件以及负荷各有其自身独有的特性,但相互之间却又通过流量、压比、转速和功率等四项物理参数(称为物理牵连参数)相互关联,形成全局与局部、局部与局部之间相互联系、相互影响的状况。在变工况时,这些部件与负荷的参数也必须相互协调、配合变化,机组才能正常工作。

下面以单轴燃气轮机为例来具体说明四个物理牵连参数功率、转速、流量、压比的平衡方程。

(1) 功率 N 平衡。每一根轴上功率平衡,否则转子会加速或减速。附件消耗和机械损耗可合并,由一个折合的 N_m 或 η_m 来处理。对于单轴燃气轮机可表达为

$$N_L = N_t = N_p - N_m / \eta_m \quad (12.9-1)$$

式中: N_L 为负载功率; N_t 为透平功率; N_p 为压气机功率; N_L 为燃气轮机的有效功率。

(2) 转速 n 平衡。每一根轴上的转子转速相同。对于单轴燃气轮机,压气机、透平和负载共轴,因此

$$n_c = n_t = n_l \quad (12.9-2)$$

式中: n_c 为压气机转速; n_t 为透平转速; n_l 为负载转速。

(3) 流量 G 平衡。燃气轮机中的工质是连续流动的,

根据质量守恒定律,燃气轮机前后部件的工质流量应该相同。考虑到燃料的加入,存在漏气和需要从压气机中引气去冷却透平和其他热部件,导致压气机和透平的工质流量有一定的差别。燃气流量 G_T 应等于压气机流量 G 减去泄漏、冷却空气 G_{cl} 加上燃料流量 G_f

$$G_T = \left(1 - \frac{G_{cl}}{G} + \frac{G_f}{G}\right) \times G = (1 - \mu_l + f) \times G \tag{12.9-3}$$

式中:泄漏、冷却空气系数 $\mu_l = \frac{G_{cl}}{G} \approx \text{常数}$, 燃空比 $\frac{G_f}{G} = f$ 。粗略计算时可近似为

$$G_T \approx G \tag{12.9-4}$$

(4) 压比 π 平衡。在工质流动过程中,如果没有压力损失时,压气机的压比 π_c 与透平的膨胀比 π_T 应相等。实际过程中存在着各种压力损失,因此,燃气轮机的压缩总压比扣除各处流阻后才等于膨胀总压比。对单轴燃气轮机而言,存在

$$\pi_c (1 - \varepsilon_1)(1 - \varepsilon_2)(1 - \varepsilon_3) = \pi_c \phi_1 \phi_2 \phi_3 = \pi_T \tag{12.9-5}$$

式中: ε_i 为不同位置的总压力损失系数(又称为压损率); ϕ_i 为不同位置的总压力恢复(或称为保持)系数。

对于不同轴系方案的燃气轮机来说,上述平衡方程的数目以及具体的表达式各有不同。此外,根据燃气轮机的具体构成,还可能存在其他的平衡,例如燃烧室的热平衡,有换热器时还有换热器的热平衡等。

2.2 压气机性能曲线的计算机处理

当用计算机来计算燃气轮机的变工况性能时,需要将压气机的性能曲线编制成数表后储存到计算机中,然后采用插值方法来得到所计算工况下的压气机参数。但是由于压气机在左上的喘振区域没有性能曲线,同时在右下区域的堵塞区域也没有性能曲线,直接用它的性能曲线来制成数表时将会有较大的空缺,因而需要适当加以处理后再制成数表输入计算机。

工程实用的处理方法是,在压气机性能曲线上画多条与喘振边界走向一致的线,以符号 R 表示,并且赋以一定的数值,称为等 R 线。通常将喘振边界定为 $R=1$,其余的从上至下依次为 2、3、... ,如图 12.9-1 所示。这样就把 π 、 $G \sqrt{T_1}/P_1$ 、 η_c 转换为 $n/\sqrt{T_1}$ 和 R 的函数关系,将其作图就消除了因为喘振边界和堵塞工况等而产生的“空白”区,如图 12.9-2 所示。这样的处理办法,实际上是引入新的参变量,使一些参数都以喘振边界为起点,堵塞工况为终点来描述,将它制成数表输入计算机后就能方便地应用。

至于引入等 R 线的数目,可视性能曲线范围的大小和

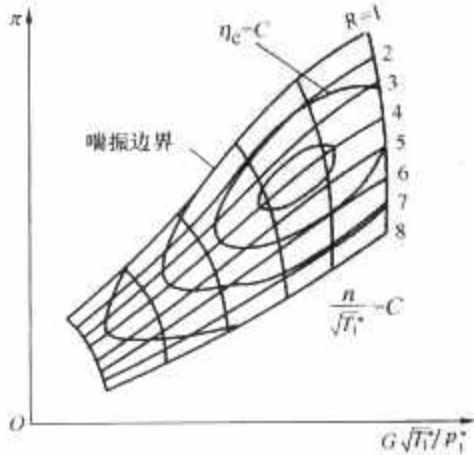


图 12.9-1 引入等 R 线后的压气机性能曲线

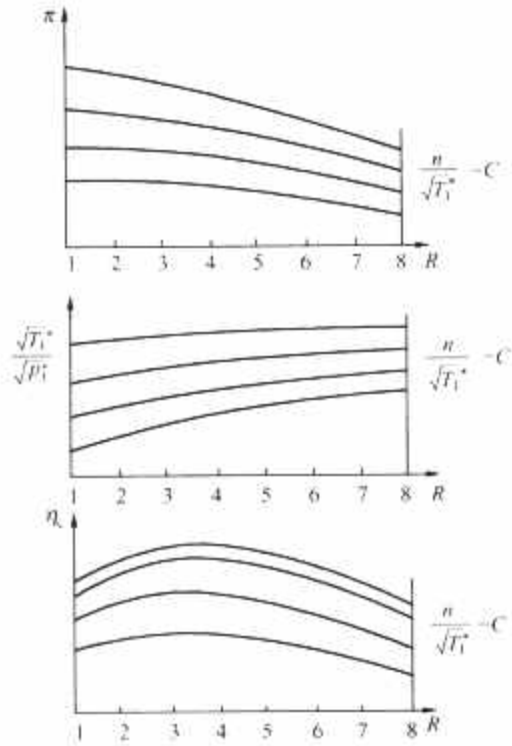


图 12.9-2 引入等 R 线后的压气机性能曲线表达方式

要求的精度来确定,通常引入 8~10 条就足够了。而且等 R 线既可以是直线,也可以是折线。

2.3 透平冷却空气的处理——等效流量与等效温度

随着燃气温度越来越高,现代的燃气透平不仅转子和静子用空气冷却,且第一级乃至第二级叶片也要用空气冷却,以有效地提高燃气初温来提高机组的效率。这些冷却空气在冷却叶片、转子和静子后,就流入主燃气流中与燃气掺混,使燃气温度降低,并且一起在后面的级中做功。由于冷却空气占进口燃气流量的百分比越来越大,有的达到 10%~15%,甚至更多,因而在燃气轮机变工况计算时如果不考虑这部分空气的影响将造成较大的误差。

在透平设计时,当确定了各部分的冷却空气量后,在逐级计算中依次计入流进的冷却空气量即可。但是在燃气轮机的变工况计算中,不能再逐级计算透平,而是采用透平性能曲线。此时一般可以采用等效流量和等效温度的方法来处理这一影响。

等效流量:将各处流入的冷却空气量,按照做功相等的原理折算为集中的两个部分:一部分自透平进口处流入主流,其做功量与冷却空气自各处分别流入后的做功量相等;另一部分自透平出口处流入主流,不做功,仅使出口燃气温度降低。下面结合图 12.9-3 所示的一台两级透平的冷却气流模型示意图为例进行具体介绍。图 12.9-3 中的 G_a 至 G_e 为各处流入的冷却空气。其中 G_a 、 G_b 和 G_c 是冷却叶片的空气,其他则是冷却轮盘的空气量。 G_{e3} 是透平进口处的等效冷却空气流量, G_{e4} 是透平出口处的等效冷却空气理论。

对各处流入的冷却空气做功情况的处理是: G_a 在两级中均做功, G_b 、 G_c 、 G_d 和 G_e 只在第二级中做功, G_f 和 G_g 不做功。假定在透平的膨胀过程中比热容不变,冷却空气的进口温度相同为 T_3^* ,则有

$$(G_{T3} + G_{e3})(\Delta T_{3m}^* + \Delta T_{m4}^*) = (G_{T3} + G_a)\Delta T_{3m}^* + (G_{T3} + G_a + G_b + G_c + G_d + G_e)\Delta T_{m4}^*$$

整理可得

$$G_{e3} = G_a + (G_b + G_c + G_d + G_e) \frac{\Delta T_{m4}^*}{\Delta T_{3m}^* + \Delta T_{m4}^*}$$

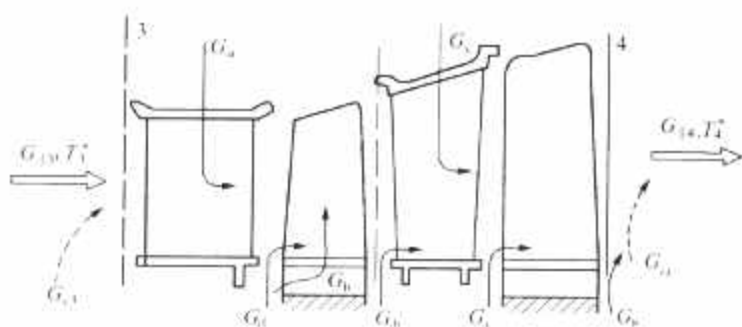


图 12.9-3 典型的二级燃气透平中的冷却气流示意

对于一般的燃气透平，各级的焓降相近或相等，因而可以近似认为 $\Delta T_{m1} = \Delta T_{m2}$ ，于是可以得到如下关系式

$$G_{c3} = G_{c1} + \frac{1}{2}(G_{c2} + G_{c4} + G_{c5} + G_{c6}) \quad (12.9-6)$$

$$G_{c4} = \frac{1}{2}(G_{c2} + G_{c3} + G_{c5} + G_{c6}) + G_{c1} + G_{c2} \quad (12.9-7)$$

因此，透平进口的等效流量为

$$G_{T3} = G_{T1} + G_{c3} \quad (12.9-8)$$

透平出口的等效流量为

$$G_{T4} = G_{T3} + G_{c4} + G_{c5} \quad (12.9-9)$$

在透平进口处由于 G_{c3} 的掺混，使进口温度降低，对气流做功有影响，因而需要求出进口处的掺混后温度，此即等效温度。简单的办法是按照流量掺混的比例来平均得到该温度。准确的方法是根据流量掺混的比例先求得等效焓值 h_{c3}^* ，以及对应的燃料系数 β_{c3} ，然后根据相应的参数值求得等效温度 T_{c3} 。即

$$h_{c3}^* = \frac{G_{T3}h_{T3}^* + G_{c3}h_{c3}^*}{G_{T3} + G_{c3}} \quad (12.9-10)$$

$$\beta_{c3} = \frac{\beta_{T3}G_{T3}}{G_{T3} + G_{c3}} \quad (12.9-11)$$

式中： h_{c3}^* 为冷却空气的焓值。

由 h_{c3}^* 和 β_{c3} 查相应的燃气热力性质表就可以得到对应的 T_{c3} 。

由上述进口等效温度计算得到的透平出口温度不是真实值，只有在计及 G_{c4} 掺混的影响后，才能得到出口真实温度 T_{T4} 。该值的计算与进口处求取 T_{c3} 的方法相同。

在变工况下，透平中各处的流量都在变化，但它们的变化方向是一致的，而且各处冷却空气量相对于透平进口燃气流量的比值基本不变。在此前提下，可以采用透平进口的等效流量和等效温度来绘制透平性能曲线。这样的曲线就成为计及冷却空气影响后的透平性能，用它可以很方便地进行燃气轮机的变工况计算。

当有几个透平相串联时，每个透平的性能曲线都能按照上述方法处理。

对于高压透平，其等效冷却空气流量 G_{c3} 可视为是燃烧室中掺冷的二次冷却空气中的一部分。因而有些燃气轮机在设计时，就把 G_{c3} 看作是燃烧室中的二次空气，这时 G_{c3} 和 T_{c3} 就成为了透平进口的参数，在描述时就变成了 G_{T3} 和 T_{T3} ，其名称也不再带“有效”两字，需要予以注意。

2.4 各类用户的负荷特性

燃气轮机轴功率所驱动的负荷通常可以归纳为四类：

2.4.1 恒速型负荷

发电机的转速由电频率规定，在负荷 N_L 变动时，转速 n_L 变化很小，可以当做恒速，如图 12.9-4 (a) 所示， $n_L = \text{常数}$ 。因此，扭矩 $M \propto N_L / n_L \propto N_L$ ，故其扭矩与功率成正比。

此外，在与恒速负荷同轴的压气机特性曲线图上有 $n/\sqrt{T_{T3}} = \text{常数}$ 的曲线，在进气温度变化很小时，可以近似地视为机组的运行工况线。

2.4.2 螺旋型负荷

凡是消耗功率的透平式流体旋转机械，如离心式或轴流式泵、风机、压气机、螺旋桨等，都属于螺旋型负荷范畴。由叶轮机原理可以容易地推导出，螺旋规律是功率与转速三次方成正比，如图 12.9-4 (b) 所示， $N_L = G n^3 \propto m_L^3$ 。故 $M \propto N_L / n_L \propto m_L^2$ ，即其扭矩与转速平方成正比。

2.4.3 调速型负荷

直流或交流变频发电机—电动机机组或者通过液力变扭器来传动变速负荷，例如传动机车。利用电系统或液力系统可以调速，使功率和转速在一定范围内任意配合。这种传动方式对发动机的制约很少，可以扩大运行适应范围，如图 12.9-4 (c) 所示，但是比较价格贵而机体重。

2.4.4 机械传动车辆

用齿轮、联轴器等传动车轮时，要求发动机启动扭矩大，如图 12.9-4 (d) 所示， $n_L = 0$ 时， $M = \max$ ， $N_L = M\omega \propto M n_L$ 。

由于燃气轮机转速高、功率大，故不应用齿轮变速箱来变速。

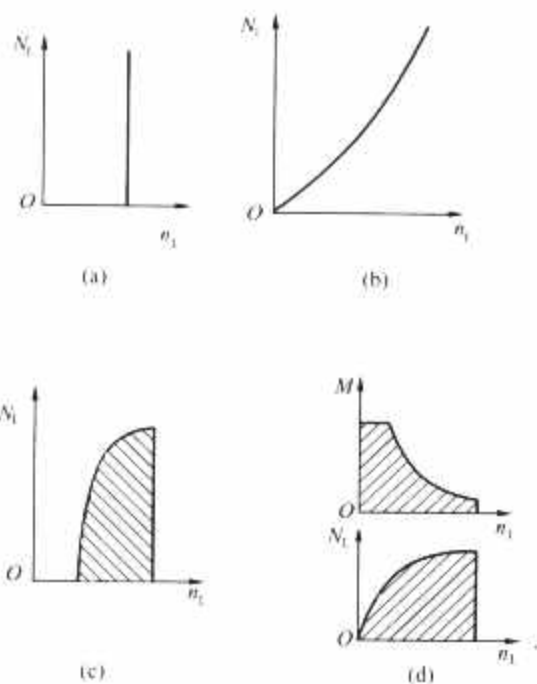


图 12.9-4 各类负荷的特性曲线

(a) 恒速型；(b) 螺旋型；(c) 电调速型；(d) 机械传动型

2.5 燃气轮机变工况计算方法

在已知燃气轮机各组成部件特性以及负荷的特性之后，为了把这些特性联系起来以得到整个机组的联合运行特性，需要应用前述四个物理牵连参数 N_L 、 n 、 G 、 π 的平衡方程，按机组的轴系方案把这些特性匹配起来，通过试凑方法，得出在各个负荷时能满足各特性曲线及各平衡方程的运行点参数。再用循环计算方法计算出机组各平衡工况的效率、燃料消耗等数据，并且绘制成机组的变工况性能曲线。

在压气机特性曲线图上，将各平衡运行点连接成线，由于它反映了逐步改变着的平衡工况，因而称为机组的平衡运行线。

计算燃气轮机机组变工况时，可以按已定的负荷特性求解得到机组的平衡运行线；也可以不先确定具体的负荷特性，求解得到燃气轮机本身的特性线网。具体方法视原始条

件和要求而定,通常可采用下列几种方法。

2.5.1 用压气机及透平特性曲线准确求解

用压气机及透平准确的特性曲线和 N_c 、 n 、 G 、 π 四个参数的平衡方程,通过数值或者图解计算来试凑求解得到机组的变工况,此方法比较精确。对不同轴系的机组,需对平衡方程作相应的改换,才能进行计算。

如果计算方案很多或是很复杂,例如除压气机和透平特性之外,还要考虑燃烧室、换热器、管道系统、抽/排气系统、不同种类负荷的具体特性时,图解计算会很困难,此时一般把这些特性曲线转换成函数及数据,输入电子计算机,并根据各个平衡方程排出的计算程序进行数值计算。

2.5.2 用压气机的特性曲线和透平的椭圆规律(Flügel公式或修正后的椭圆规律曲线)求解

进行一般的机组变工况计算时也要求有比较准确的压气机整机或模拟试验特性。因为计算所得的压气机特性往往不够准确,只能供近似估算之用,而透平的特性如用计算特性或椭圆规律代替时,精确度也可供实用。

透平椭圆规律是一种相当准确的透平近似特性通用曲线,只需另外再假设一个透平效率的变化规律(例如在按螺旋桨规律运行时,设 $\eta_T \approx \text{常数}$)就可以代替实际的透平特性曲线,进行机组变工况计算。

2.5.3 其他的近似方法求解机组变工况

有时不用压气机特性曲线,仅用透平椭圆规律、压缩和膨胀方程及平衡方程联解,也能对单轴机组进行估算,但不能确定转速和是否喘振。

2.5.4 小偏差法求解机组变工况

以一个已知工况作为基准点,用小偏差法把特性方程、状态方程及功率方程的偏微分形式简化成线性方程,然后每给定一个参数的微增量值就能解出其他参数的相应微增量值。有了这些微增量值和已知的基准点参数值,就能得到基准点附近新的平衡运行点的各项参数。以此类推,可逐点得出燃气轮机机组平衡运行的工况线。这种方法简单而又能有足够的精确度,在作大量方案比较时也很适宜。

小偏差法也可以用来分析燃气轮机装置某一参数发生变化或误差,而其他参数保持不变时,对装置特性的影响。下面以压比 π 对装置比功 w 的影响为例进行简单推导说明:

由于 $w = f(\pi, \tau, \eta_T, \eta_c, \dots)$, 如果其他参数 τ 、 η_T 、 η_c 等保持不变,仅压比 π 发生小的偏差 $\Delta\pi$ 时,则

$$w = f_1(\pi)$$

根据泰勒级数可知

$$\Delta w = f'_1(\pi) \Delta\pi + f''_1(\pi) \frac{\Delta\pi^2}{2!} + f'''_1(\pi) \frac{\Delta\pi^3}{3!} + \dots$$

近似地略去第二项及以后各项,则

$$\Delta w = f'_1(\pi) \Delta\pi$$

即

$$\Delta w = \frac{\partial w}{\partial \pi} \Delta\pi$$

因此只要把 w 对 π 求得偏微分后,将具体数值 π_0 及 $\Delta\pi$ 代入上式,即能解出 Δw 的数值。根据已知的基准点 w_0 值,即可得出在 $\pi = \pi_0 + \Delta\pi$ 时新的 w 值

$$w = w_0 + \Delta w$$

如果也考虑其他各项参数的变化时,则方程式 $w = f(\pi, \tau, \eta_T, \eta_c, \dots)$ 的小偏差形式可以写成

$$\Delta w = \frac{\partial w}{\partial \pi} \Delta\pi + \frac{\partial w}{\partial \tau} \Delta\tau + \frac{\partial w}{\partial \eta_T} \Delta\eta_T + \frac{\partial w}{\partial \eta_c} \Delta\eta_c + \dots$$

上式就是小偏差法基本方程的形式。

2.6 压气机与透平的共同工作点确定

当燃气轮机的输出功率在任何情况下都正好被负载所消耗时,就可以脱离负载而只考虑燃气轮机自身各个部件之间的平衡运行问题,由各个部件确定的平衡运行点,就是它们之间的共同工作点。由于燃烧室对平衡运行的影响在压力平衡与流量平衡这两个条件中已经基本包含进去了,因此,燃气轮机各个部件之间的平衡运行主要是压气机与透平的平衡运行,故可称为压气机与透平的共同工作点。下面以单轴燃气轮机为例来说明共同工作点求取的方法。

压气机与透平的性能假定以图 12.9-5 所示的曲线来表示,燃烧室性能则按完全燃烧系数不变 $\eta_b = C$ 和压力恢复系数不变 $\phi_b = C$ 来考虑。而在诸平衡条件中,进/排气压力恢复系数 ϕ_1 和 ϕ_2 亦视为不变来处理,相对的冷却空气与漏气量 μ_1 也视为不变,大气温度 T_a 和压力 p_a 不变。

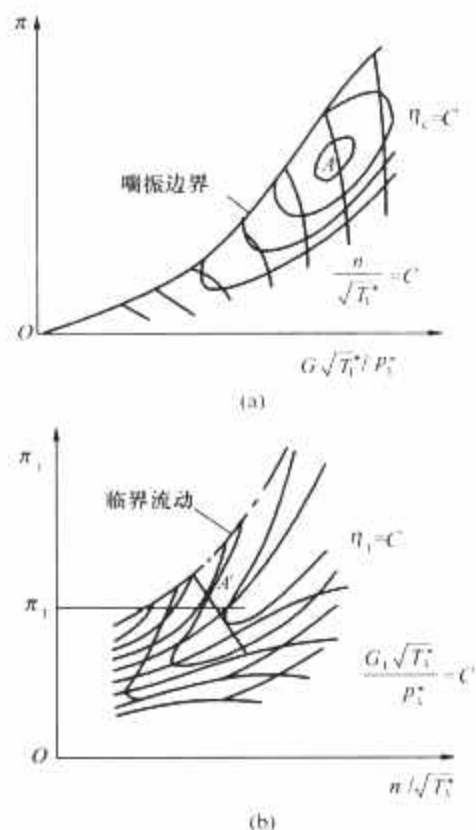


图 12.9-5 单轴燃气轮机的共同工作点

(1) 首先给定压气机的工作点,参见图 12.9-5 (a) 所示的压气机性能曲线上的 A 点,从该点可得到 $G\sqrt{T_1}/p_1$ 、 $n/\sqrt{T_1}$ 、 π 和 η_c 等压气机的参数。

(2) 由压气机进口参数 $T_1 = T_a$ 和 $p_1 = \phi_1 p_a$, 可以计算得到压气机的出口参数 T_2 、 $p_2 = \pi p_1$ 、 n 。

(3) 根据压力平衡,并且 $p_2 = \phi_b p_3$, 可以得到透平膨胀比为 $\pi_T = \phi_1 \phi_b \phi_2 \pi$ 。

(4) 根据转速平衡,可以得到透平的转速与压气机转速相同。

(5) 此时由于还不知道 T_3 值,还不能在图 12.9-5 (b) 所示的透平性能曲线上确定对应的工作点。可以采用试算法来求出对应的 T_3 值。

先假设一个 T_3 值,和已求得的 T_2 一起,用燃烧室热平衡方程求得燃料空气比 f , 根据流量平衡关系式可以求得 G_T , 从而可以得到透平的参数 $G\sqrt{T_3}/p_3$ 和 $n/\sqrt{T_3}$ 。由这两个参数在透平性能曲线上可以得到一点,并且读到该点的 π_T 值。如果它与上面通过压力平衡计算得到的 π_T 值相同,说明在透平性能曲线上得到的点能同时满足流量平衡、

压力平衡和功率平衡,符合各部件之间平衡运行的要求,说明所假设的 T_3^* 值是正确的。

通常,第一次假设的 T_3^* 是不可能达到上述要求的,必须通过多次假设试算后才能得到正确解。当用解析法求解时,可以先假设多个 T_3^* ,求得多个相应的 $G\sqrt{T_3^*}/p_1^*$ 和 $n/\sqrt{T_3^*}$,将其画在透平性能曲线上可以得到一条曲线,如图 12.9-5 (b) 中的一条斜线,它与从压力平衡求得的 π_T 线的交点 A' 就是相应的共同工作点,该点的 T_3^* 就是所需要的正确值。当在计算机上进行变工况计算时,需用迭代修正的办法求解。

(6) 重复以上 (1) ~ (5) 的过程,可求得在压气机性能曲线和透平性能曲线上包括 A 和 A' 点在内的一系列共同工作点,每一点都有它们相应的 T_3^* 值。把压气机性能曲线上各个 T_3^* 相同的点连接起来,就得到了等 T_3^* 线,如图 12.9-6 所示。显然,等 T_3^* 线是在各个 T_3^* 相同时的共同工作点的连线,也就是在各个相同 T_3^* 时燃气轮机的平衡运行线。当用温比 τ 来代替 T_3^* 时,等 T_3^* 线就成为等 τ 线。

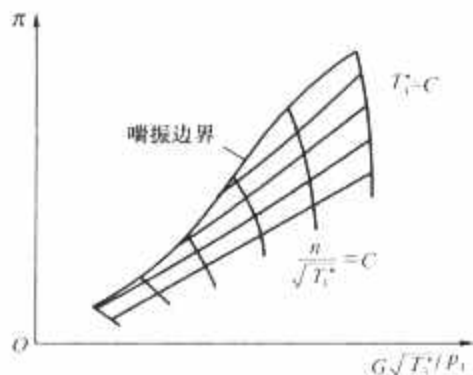


图 12.9-6 单轴燃气轮机的等 T_3^* 线

等 T_3^* (或 τ) 线可看成是压气机和透平共同工作点的连线,是透平性能在压气机性能曲线上的具体体现,这就是等 T_3^* (或 τ) 线的物理实质。对单轴燃气轮机而言,根据前述的透平性能可知, T_3^* 高时相当于透平中的阻力增加,在与压气机共同工作时必然要求压比增加,使得在同样的质量流量下 T_3^* 高的共同工作点的 π 高,因而表现在图 12.9-6 中的等 T_3^* (或 τ) 线变化趋势为:

- (1) T_3^* (或 τ) 值高的在上面 (即越靠近喘振边界)。
- (2) T_3^* (或 τ) 值低的在下面 (即越远离喘振边界)。

共同工作点求取的具体过程,除上述以外还可以有其他的办法,例如先给定 T_3^* 值,然后在压气机性能曲线上选点进行试算等。

当用 Flügel 公式代替透平性能曲线时,亦同样可在压气机性能曲线上得到等 T_3^* (或 τ) 线。需要说明的是,由于透平性能曲线是近似的,故等 T_3^* (或 τ) 线可能会有一定的误差。

压气机和透平共同工作点的求解过程,实际上就是变工况计算的核心过程,但它未完成整个变工况计算,即未得到燃气轮机的输出功率和效率等参数,未解决燃气轮机与负载的平衡运行问题。但是,共同工作点的求解是变工况计算中重要的一步,也是变工况计算首先要解决的问题。

3 单轴燃气轮机的变工况

单轴燃气轮机是轴系方案中最简单、目前实际应用最多的燃气轮机,其功率范围可由 10kW 左右至 300MW 左右,是目前世界上功率最小的和最大的燃气轮机。这种轴系方案的一个特点就是压气机与负载共轴,如图 12.9-7 所示。负

载的转速变化规律直接影响压气机和透平的转速,即直接影响压气机和透平的工况,进而影响燃气轮机的工况。因此,负载规律对单轴燃气轮机的变工况性能的影响必然很大。

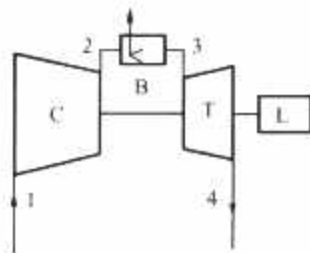


图 12.9-7 典型单轴燃气轮机示意

3.1 单轴机组的性能曲线网

单轴燃气轮机的性能曲线网通常是以输出功率 N_e 为纵坐标,以工作速度 n 为横坐标来表示,其中一般还画有多条等值线 (如等 T_3^* 线和等 G 线等)。它可以通过变工况计算或者实验得到,图 12.9-8 所示即为一台单轴燃气轮机通过实验得到的性能曲线网。只要知道了机组在 N_e-n 图 12.9-8 中的工作点,它的各个参数就都能从图 12.9-8 中得到。

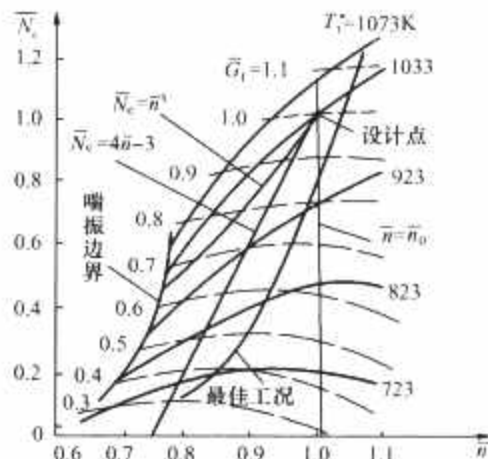


图 12.9-8 单轴燃气轮机的性能曲线网

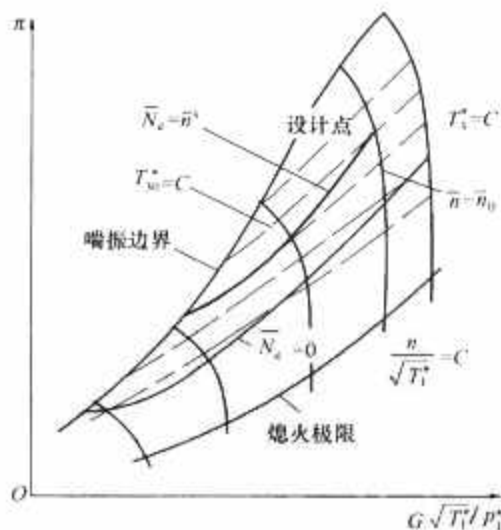


图 12.9-9 单轴燃气轮机的平衡运行区和平衡运行线

也可以把图 12.9-8 所绘制的诸参数的等值线映射到压气机性能曲线上,如图 12.9-9 所示。为了便于比较,图 12.9-9 中仅画了等 T_3^* 线和一条 $N_e=0$ 的零功率线。图 12.9-9 中还示有燃烧室的熄火极限,它位于零功率线的下面,以确保燃气轮机在空载工况 ($N_e=0$) 时能够可靠地连续运行。通常,燃烧室在调试时,总希望把熄火极限尽可能地调得低些,以使燃烧室能够在宽广的范围内稳定运行。

图 12.9-8 中的喘振边界即压气机的喘振边界,它与压气机的性能曲线密切相关。由于压气机不允许在喘振区运行,因而燃气轮机也不能在该区域内运行,即不能在图 12.9-8 中喘振边界的左边运行。由此可见,性能曲线网全面反映了单轴燃气轮机在平衡工况下的性能。

从图 12.9-8 上还可以看出,每一条等 G_0 线上都有一个最高点,它是在该 G_0 下输出功率最大、即效率最高的工况点。将诸等 G_0 线上的最高点连接起来,就得到了在变负荷下最经济的运行线,称为最佳工况线。

从图 12.9-8 中可以看出,燃气轮机装置本身的 n 、 N_c 、 T_{30}^* 、 G_0 四个参数或无因次参数中任意确定了两个后,运行点就确定了。所以当负荷特性提供了一个关系条件 $N_c = f(n)$ 后,整台机组的运行点就只有一个可调参数,其他参数只是对应的单值关系。因此控制燃料量就确定了整个机组的工况。如果负荷特性可以调节,例如采用电动机传动或变距螺旋桨时,则就有可能选择较佳的运行线。

3.2 单轴机组的运行范围

通常,燃气轮机除受压气机喘振的限制外,还会受高温零部件材料耐温的限制,以及受转动部件离心应力的限制,也就是通常所说的燃气轮机不能超温 ($T_{30}^* \leq T_{30\max}^*$) 和不能超速 ($n \leq n_{\max}$) 的限制。再加上机组不可能在零功率线以下平衡运行,由此就形成了单轴燃气轮机的平衡运行区,简称运行区。以上述限制来作图,就得到了如图 12.9-10 所示的单轴燃气轮机机组的运行区。

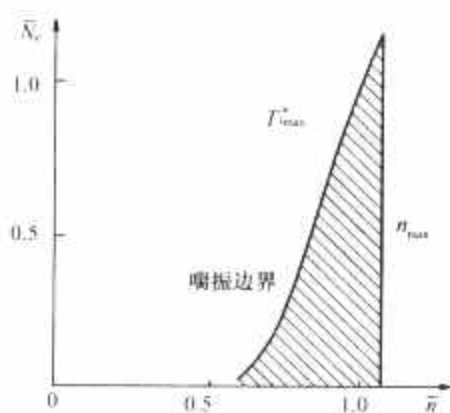


图 12.9-10 单轴燃气轮机的运行区

需要特别说明的是,图 12.9-10 中的最大限制值 $T_{30\max}^*$ 和 n_{\max} 的具体数值,既可以大于设计值 T_{30}^* 和 n_0 ,也可以等于 T_{30}^* 和 n_0 ,由具体的设计来确定。通常,即使允许在超过 T_{30}^* 和 n_0 条件下运行的机组,允许的超过量都会较小。

由图 12.9-10 不难看出,单轴燃气轮机的转速变化范围较小,通常 $n_{\max} \geq 0.65 \sim 0.70$ 。与后面将要介绍的分轴燃气轮机相比较,这是单轴燃气轮机的一个较大的弱点。

3.3 单轴机组的变工况分析

在燃气轮机带动具体负载后,可把参数的变化表达为输出功率的函数关系,对于转速变化的机组,也可以表达为转速的函数关系。图 12.9-11 所示为带动两种典型负载时单轴燃气轮机的性能曲线,下面分述如下。

3.3.1 单轴驱动恒速负荷

恒速负载的特点是转速不随输出功率的大小而变,始终在设计转速 n_0 下运行,即沿压气机的 $n = n_0$ 线运行,如图 12.9-9 所示。

根据压气机特性可知,等转速线上空气流量 G 与压比 π

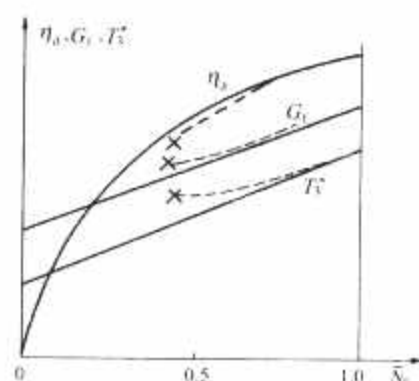


图 12.9-11 单轴燃气轮机带负荷时的性能

—— $n = n_0$; ———— $N_c \propto n^3 \times \text{喘振}$

成反变,而压力 $p_{30}^* \approx p_{30}^*$ 与 π 成正变。但根据透平特性椭圆规律可知 π 与无因次流量 $G \sqrt{T_{30}^*} / p_{30}^*$ 成正变。因此,如果 π 下降,则 G 增加、 p_{30}^* 下降,同时 $G \sqrt{T_{30}^*} / p_{30}^*$ 也需下降,因此 T_{30}^* 必须下降,才有可能同时满足压气机和透平的特性。又因 π 及 T_{30}^* 都下降,比功 w 下降较多,即使 G 有所增加,输出功率 N_c 仍下降。

由此,可以得出单轴恒速机组在负荷下降时的变工况特点(见图 12.9-11):

(1) 转速不变,压比降低,流量增加。

(2) 在压气机特性图上的运行点沿等转速线向右下移动,离开压气机效率最佳区和喘振线,故 η_0 下降而不会喘振。

(3) 在等转速线上,越向右下方,相应的 T_{30}^* 越低。

(4) 由于 T_{30}^* 下降较多,故机组部分负荷效率下降较多。空载时的燃料流量 G_0 较大,通常可达 $G_0 = 0.3 \sim 0.45$ 。由此机组在低负荷时的经济性很差。

(5) 由于转速近乎不变,转子惯性影响很小,当燃料量改变时立即使功率随之变化。此外,因等转速时 π 下降、 G 有些增加,故压气机功率 N_c 变化不是很大。根据功率平衡方程,则透平功率 N_T 的变化大部分能立即反映于输出功率,故调节反应快。

(6) 甩负荷时,因压气机作为阻力,转子不易超速。

此外,提高机组的 T_{30}^* ,不仅能提高 η_0 ,而且可使机组部分负荷下的 η_0 下降适当变慢,以及改善机组低负荷下的经济性。

3.3.2 单轴驱动变转速负荷

单轴燃气轮机带变转速负荷(例如螺旋桨型负荷 $N_c \propto n^3$,见图 12.9-11),在负荷下降时:

(1) 转速 n 下降,根据压气机特性, G 、 π 都下降。运行点移向左下方,逐渐向喘振线靠近,并最终相交进入喘振区域。 n 下降时因压气机低压级出口压力降低,故高压级无因次流量 $G \sqrt{T_{30}^*} / p_{30}^*$ 下降少或反而增加,高压级不易喘振而有可能阻塞,反过来引起低压级喘振。

(2) 根据透平特性可知, π 下降时 $G \sqrt{T_{30}^*} / p_{30}^*$ 要下降;而 G 及 p_{30}^* 都在下降,故 T_{30}^* 下降较少。

(3) 因 T_{30}^* 下降,同时 π 却在减小,膨胀后排气温度 T_{30}^* 缓慢下降,故部分负荷时效率要下降。

(4) 由于透平与压气机转速同时变化,因此透平功率的变化中有一部分需要用来克服透平及压气机转子的惯性,故变负荷反应慢。

(5) 带螺旋桨型负荷,启动时就有负荷输出,要求启动功率较大,故应采取其他措施降低启动功率。

(6) 采用直流或交流变频电动机传动车辆时,车辆转速

可以采用电子调节,就有可能维持 T_3^* 下降少或不变来改善机组部分负荷效率。但当维持 T_3^* 不变时,流量就要下降多些来适应功率降低,故运行线较平,转速下降时更易喘振,所以需在机组转速下降至一定程度时降低 T_3^* 来防喘。

(7) 启动时流量 G 和转矩 M 很小,故单轴燃气轮机不宜用机械方式传动车辆。

从上面的分析可以得出:单轴燃气轮机用来带动恒速负载时,能够确保机组不喘振而安全运行,因而得到广泛应用。当然,也可以用来带动转速变化范围较小的变转速负载。对于转速变化范围较大的变速负载,单轴燃气轮机则不能直接带动。

3.4 单轴机组变工况计算流程

前面介绍压气机透平共同工作点的求取过程(参见 2.6 节内容)时已经基本叙述了单轴燃气轮机的变工况计算方法。下面仅简单描述变工况性能计算过程中的部分细节和具体的计算程序框图。

在采用等效流量后,机组的流量状况如图 12.9-12 所示。

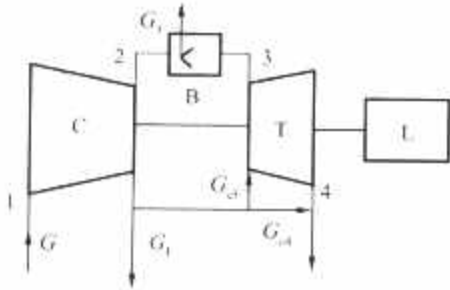


图 12.9-12 单轴燃气轮机流量状况示意

其中 G_1 为漏损(包括轴承密封用气等)量, G_{c1} 为透平进口的等效冷却空气流量, G_{c2} 为透平出口的等效冷却空气流量。 G_{c1} 和 G_{c2} 的计算方法参见 2.3 节。则透平进口的等效流量为

$$G_T = G + G_1 - G_2 - G_{c1} \tag{12.9-12}$$

采用等效流量和等效温度后,燃料空气比的计算式为

$$f = G_f / (G - G_1 - G_{c1}) \tag{12.9-13}$$

图 12.9-13 所示为单轴燃气轮机变工况计算的程序流程图。

其中 R 为压气机性能曲线上所引入的等 R 线数值,“计算”表示采用相应的关系式来计算得到所列的参数值,箭头→表示查性能曲线,箭头上部的符号表示所查的是什么部件的性能曲线(本章中统一用 c 表示压气机性能曲线,用 T 表示透平性能曲线)。查性能曲线时是采用箭头左边的参数,以插值的方式来查性能曲线的数表以求得箭头右边的参数。

需要强调的是,与前面 2.6 节介绍不同,图 12.9-13 中迭代修正 T_3^* 的判断参数由透平膨胀比 π_T 改为燃气流量 G_T ,这样的变动可使透平在临界流动时计算仍然能够顺利进行。否则,如果坚持采用 $G_T \sqrt{T_3^*} / p_3^*$ 与 $n / \sqrt{T_3^*}$ 来求 π_T ,在临界流动时值 π_T 是不定解,会使计算无法继续下去。对于在任何可能的工况下都不会出现临界流动的透平情形下,用 π_T 或用 G_T 均可。

计算程序中最初给定的两个值,除图示的转速 n 和压气机辅助变量 R 外,也可以是其他参数。例如可改为 n 和 T_3^* ,则将假设值改为 R 并且进行迭代修正。这样在求取等 T_3^* 线时会更方便实用。

当只需计算燃气轮机带动某一种特定负载功率时的变工

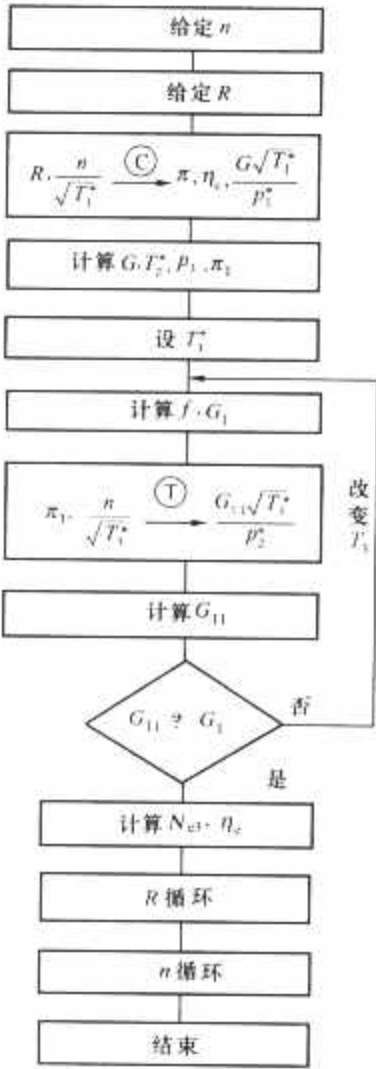


图 12.9-13 单轴燃气轮机的变工况计算流程图

况性能时,需要稍微修改上述的计算程序以适应具体特性。例如当带动恒速负载时,转速不变即 $n=n_0$,这时去掉 n 循环即可。当带动变速负载时,则去掉 R 循环, R 由给定改为假设,最后以算得的 N_c 值与给定转速下通过负载规律计算得到的 N_d 是否相等来判断,如果不相等则需要迭代修正 R ,直到 N_c 与 N_d 的误差在允许的范围内。

3.5 压气机和透平不匹配时运行点的变动和对策

通常新机组制造完成后,需在试车台上经过调试匹配,调试好的装置在运行中也常因积垢、漏气等原因,会发生压气机与透平的实际性能同设计值有出入,这样,机组的运行点也就偏离了原设计点 A ,如图 12.9-14 所示,可能引起效率出力下降或喘振。

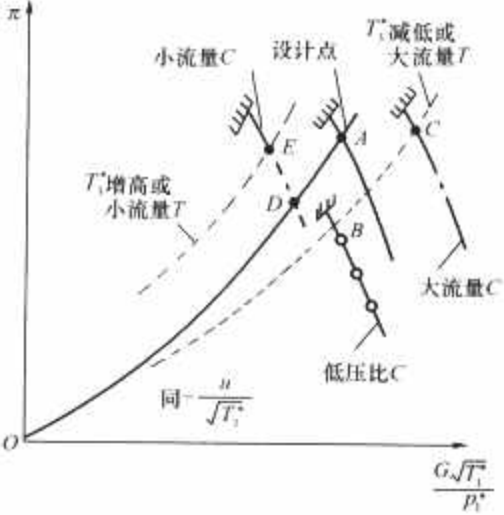


图 12.9-14 压气机或透平与设计参数有出入时的工况点

如果压气机和透平运行点变动的原因是由于积垢或漏气,则可通过清洗或检修来消除。

如果压气机在设计转速时压比达不到设计值,则等转速线下移,很易喘振。如果不易调整压气机特性,则也可增大透平的通流能力或 T_3^* 降低,使运行点改换至 B 点,这样虽然可以避免喘振,但机组的总性能将变差。

如果压气机通流能力偏大,则等转速线右移,也易喘振。放大透平通流能力或 T_3^* 减低使运行点改换至 C 点,也可避免喘振。

如果压气机通流能力偏小,则等转速线左移,以致运行点 D 位于压气机的阻塞区,效率甚低。这时可缩小透平通流能力来改善,使运行点改换至 E 点。增高 T_3^* 虽也能达到同样目的,但超温会降低叶片寿命很多。

要改变透平的通流能力主要是改变喉部截面,常用的方法有分组匹配透平喉部面积、改变静叶安装角、节距或叶高,也可用小量切削叶片出气边的方法来改变出气角以达到要求。

为了增加可调的自由度,可以采用压气机可转静叶来改变压气机的通流能力,扩大运行范围,解决匹配问题。这种压气机称为变几何压气机。关小静叶安装角相当于减小压气机通流能力,使其能适应更小的流量而不致喘振,也即是等转速线及喘振点左移。此外,在启动时,关小进口导叶,可使流量减小很多而不喘振,这样所需的启动机功率也可减小。压气机可转静叶也可用来进一步扩大分轴、多轴机组的运行范围。

4 分轴燃气轮机的变工况

分轴燃气轮机采用串联的高、低压透平,分别驱动压气机和负荷。变工况时,各轴转速变化各异,负荷特性的差别对压气机运行的干扰很少,机组运行范围较宽。宜用来驱动变转速负荷。

4.1 变工况时串联透平压比再分配的规律

串联的高、低压透平(或级)在变工况时,高、低压透平(或级)的压比及焓降不再维持原来的分配比例。总压比减小时,低压透平的背压为大气压力,没有变,而进口压力下降,高压透平则进气压力和背压都减低。故高压透平压比以及焓降变化小而低压透平压比以及焓降变化大,如图 12.9-15 (a) 所示。当透平分为串联的三个时,中压透平膨胀比的变化将介于高压与低压之间,如图 12.9-15 (b) 所示。

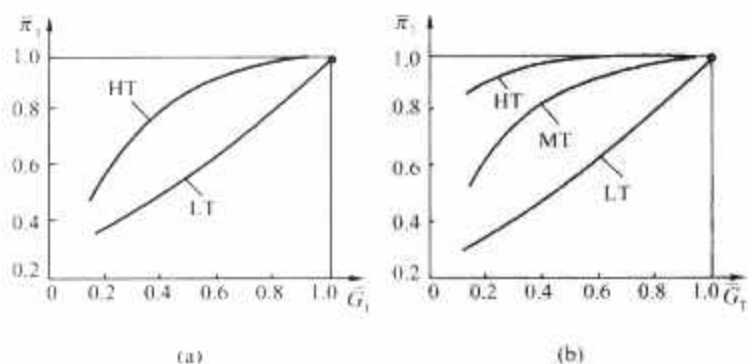


图 12.9-15 串联透平的膨胀比变化
(a) 两个透平串联; (b) 三个透平串联

4.2 分轴机组的性能曲线网

与单轴燃气轮机一样,分轴燃气轮机的性能曲线网也是以输出功率 N_e 和转速 n_{PT} 为坐标绘制的。图 12.9-16 所示为典型分轴机组的性能曲线网示意图。

其中画有多条等 n_c 线、等 η_c 线和等 T_3^* 线,同样还可

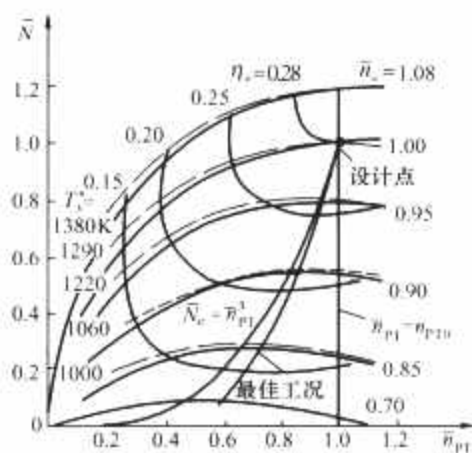


图 12.9-16 分轴燃气轮机的性能曲线网

以画出其他参数的等值线。因此,只要知道了机组在 N_e - n_{PT} 图上的工作点,它在该工况下的所有参数就都知道了。需要说明的是,一般常见的分轴机组性能曲线多只画有等 n_c 线和等 η_c 线。

图 12.9-16 中的最佳工况线是等 η_c 线上最低点的连线,与单轴机组的等 G_1 线上最高点连线的意义相同,即沿这条线运行最经济。机组的设计点是否位于最佳工况线上,取决于动力透平设计点的选择。当动力透平设计点选在最佳速比时, η_{PT} 最高,使机组的设计点位于最佳工况线上,图 12.9-16 所示即是。当动力透平设计速比小于或大于最佳速比时, η_{PT} 降低,机组的设计点相应地位于最佳工况线的左边或右边。

当把负载规律画在图 12.9-16 上后,就得到了分轴机组在带动该负载时的性能。图 12.9-16 中示出了 $\bar{n}_{PT} = \bar{n}_{PT0}$ 和 $\bar{N}_c = \bar{N}_{PT}^{-1}$ 两种典型负载。

与前面的单轴燃气轮机性能曲线网不同,在图 12.9-16 中看不出喘振问题。具体原因是分轴机组必须在低负荷(即低 n_c)下运行,否则就无法从低负荷加速到设计工况。因此,当机组在低负荷下要发生喘振时,需要采取防喘振措施,使其避开喘振边界的限制。当一定要对分轴机组的喘振问题有所表示时,则可在图 12.9-16 中标出在防喘设备开始动作的等 n_c 线以下的范围是防喘区。

4.3 分轴机组的运行范围

4.3.1 分轴机组的平衡运行带

将图 12.9-16 所示的曲线网转换到压气机的性能曲线上,就得到了分轴机组的平衡运行区,如图 12.9-17 所示。与图 12.9-9 所示的单轴机组平衡运行区不同,分轴机组的是一条狭长的窄带,一般称为平衡运行带。它是动力透平转速变化对流量影响所导致的,下面以假定 n_c 不变,而以 n_{PT} 变化所引起的参数变化来简单分析如下:

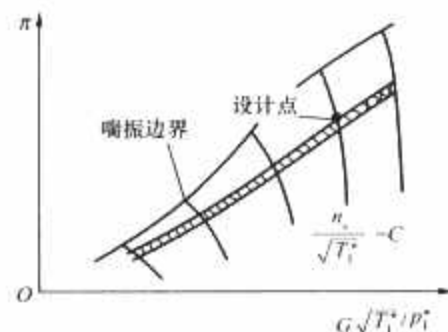


图 12.9-17 分轴燃气轮机的平衡运行带

由透平原理可知,当动力透平在低于设计速比下转速 n_{PT} 降低时,通流能力增加,阻力减小。因此, n_{PT} 降低时

π_{PT} 有所下降, 由于压气机的压比未及变化, 使得 π_{HT} 有所增加, 压气机与高压透平的功率平衡被破坏, 这时 n_c 必然要升高。由于已设定 n_c 保持不变, 因而必须采取措施来使压气机与高压透平保持平衡。此时唯一可行的办法就是适当减少 G_1 , 降低 T_3^* 。 T_3^* 降低使压比有所下降, 机组的运行点沿压气机的等 n_c 线向下移动, 当 n_{PT} 降低到零时, 运行点移至该等 n_c 线上的下限。

显然, 在压气机性能曲线上的每条等 n_c 线上都有运行范围的上限和下限, 把这些上限与下限连接起来, 就得到了机组的平衡运行区。由于转速变化对透平通流能力的影响不是很大, 使得上限和下限的距离较近, 因而运行区是一条窄带。该运行带的上限即动力透平通流能力最小点的连线, 下限即动力透平通流能力最大点的连线。

如果不计及动力透平转速变化对通流能力的影响时, 上述平衡运行带变成一条运行线。此时机组的性能曲线网仍然是如图 12.9-16 所示的图形, 只是其等 n_c 线上, 很多参数如 T_3^* 和 G_1 保持不变, 即等 n_c 线就是等 G_1 线与等 T_3^* 线, 而不像图 12.9-16 中在等 n_c 线上 G_1 和 T_3^* 是变化的。

4.3.2 分轴机组的运行范围

和单轴一样, 分轴燃气轮机的可能运行范围也受超温和超速限制, 即 $T_3^* \leq T_{3max}^*$, $n_c \leq n_{c,max}$, $n_{PT} \leq n_{PT,max}$ 。但是它不受压气机喘振的限制, 原因见前述。此外, 在 n_{PT} 降低时, 机组的输出转矩要增大, 不少机组由于动力透平输出轴和传动部件的强度限制, 要求所传递的转矩 $M \leq M_{max}$ 。图 12.9-18 所示的运行区就是在这些条件下得到的。

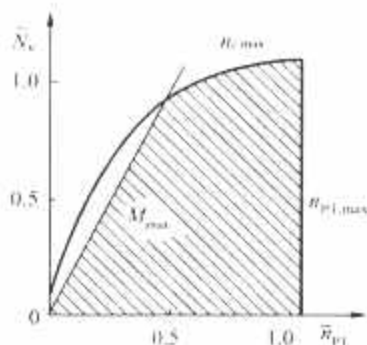


图 12.9-18 分轴燃气轮机平衡运行区

图 12.9-18 中没有画出 T_{3max}^* 的限制线。原因是在分轴机组的性能曲线网中, T_{3max}^* 线位于 $n_{c,max}$ 线的上面, 在允许少量超温和超速的情况下, T_{3max}^* 线一般也在 $n_{c,max}$ 线的上面, 在满足 $n_c \leq n_{c,max}$ 时, $T_3^* \leq T_{3max}^*$ 的条件就自然满足了。当然, 如果机组允许超速多, 允许超温少或者不允许超温时, 图 12.9-18 中的 $n_{c,max}$ 线应改为 T_{3max}^* 线。此外, 对于动力透平轴和传动部件等的强度能够承受可能达到的输出转矩的机组, 例如燃气轮机用作车辆动力时, 要求机组有良好的转矩性能, 这时是不会设计成因传动部件等的强度限制而使机组不能达到最大输出转矩的, 于是图 12.9-18 中的 M_{max} 限制线也就没有了。

4.4 分轴机组的变工况分析

分轴燃气轮机变工况性能的特点有:

(1) 因压气机同负荷分开, 故各类负荷特性对压气机工况的影响很小, 运行线主要取决于动力透平特性, 压气机转速很低时, 将会喘振, 因此需要放气防喘。如结合采用可调静叶时的动力透平, 则运行范围可以进一步扩大。

(2) 负荷下降时, 虽然 T_3^* 下降, 但根据压比再分配的规律, π_{HT} 下降不多, 故 $N_c = N_{HT}$ 下降不很多, 致使 n_c 、 G 下降不很多。因此, 主要靠 T_3^* 下降来适应低负荷, 所以部

分负荷效率 η_{PI} 要相应下降, 而不如单轴变速时容易喘振 (见图 12.9-19)。

(3) 驱动恒速负荷时, 当负荷下降, n_c 、 G 也要下降, 故 T_3^* 及 η_{PI} 比单轴恒速机组下降少些, 但压气机转子惯量大, 故调节反应较慢。

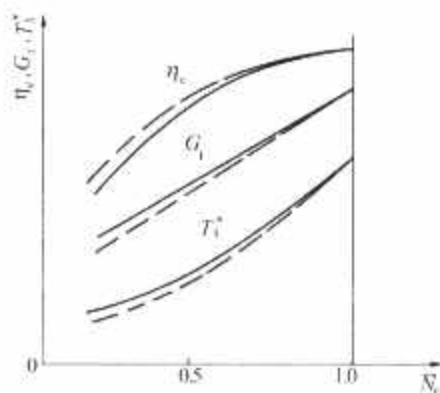


图 12.9-19 分轴燃气轮机的负载特性

—— $n_{PT} = n_{PT0}$; ——— $N_c \propto n_{PT}^3$

(4) 在压气机各种转速时, 输出转速都可自小变大而扭矩由大变小, 如图 12.9-20 所示, 故功率 $N \propto M \cdot n$ 先增后减, 相对地说, 运行范围得以扩大。在负荷转速低时, 压气机仍可高速运行, 可维持流量、压比和功率, 使转矩增加来满足需要, 故分轴机组启动转矩可达额定扭矩的 2~3 倍, 宜于机械传动变转速负荷。且负荷轴上因没有压气机转子, 故惯量影响较小, 使调节转速灵敏。

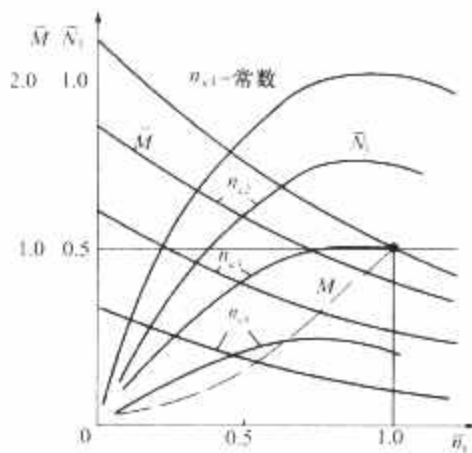


图 12.9-20 单轴与分轴力矩特性曲线

——分轴; ———单轴

(5) 甩负荷时, 动力透平因不受压气机的“制动作用”而容易超速, 故对调节保安系统要求较高。

因此, 目前发电用的燃气轮机主要是单轴方案。不过也有不少的分轴燃气轮机用于发电, 这主要与航空燃气轮机改装的燃气轮机迅速发展有关。航空燃气轮机重量很轻, 改装得到的燃气发生器转子的转动惯量小, 与航空燃气轮机一样能够迅速地加速和减速, 即响应很快, 使得上面所述的用于发电时分轴机组的不足显著减轻, 因而用于发电的很多。

4.5 可调静叶动力透平

“变几何透平”是静叶安装角在机组运行时可以进行调节的低压动力透平, 如图 12.9-22 所示。它非但可以改变冲角, 改善效率 (见图 12.9-21), 而且更重要的是能使高、低压透平间的压比及焓降分配改变 (见图 12.9-22)。改变透平的几何尺寸起到了改变透平特性曲线的作用, 使其运行范围可调, 机组变工况的自由度就大为增加。

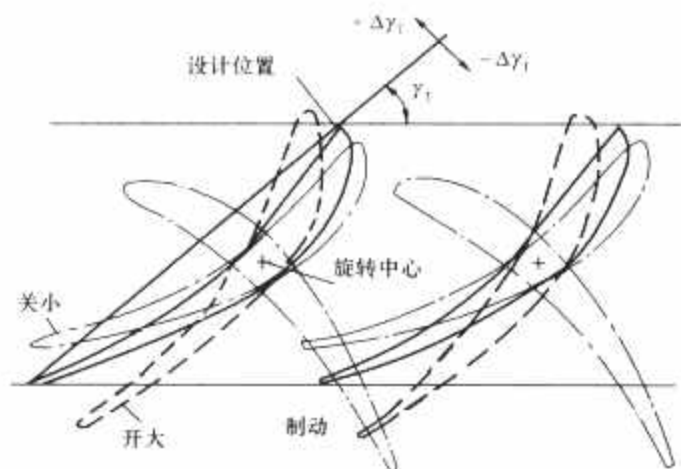


图 12.9-21 透平可调静叶

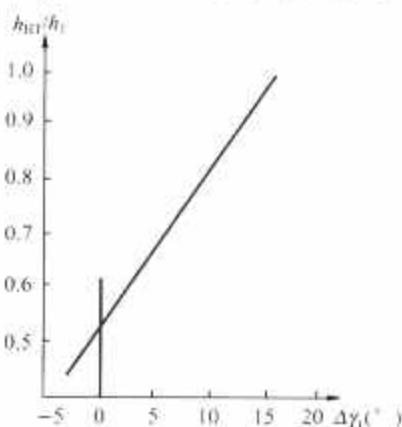


图 12.9-22 可调静叶对串联透平焓降分配的影响

通常，如调节安装角 $\pm 4^\circ$ 可使喉部面积调节约 $\pm 20\%$ ，而机组的流量则需根据透平同压气机新的平衡运行点决定。

低压动力透平喉部面积增大时，因通流阻力减小， π_c 及 T_3^* 均将下降，流量增加，故运行点远离喘振线。此法可以用来避免低速或升速喘振。如图 12.9-23、图 12.9-24 所示。

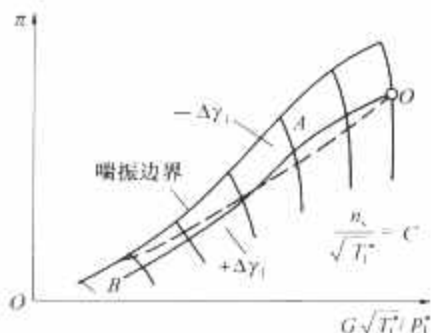


图 12.9-23 透平可调静叶对运行线的影响
——静叶调节；---静叶不调

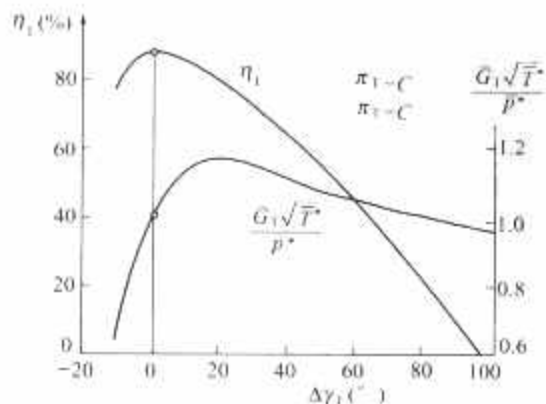


图 12.9-24 调节静叶对透平效率和流量的影响

在夏季 T_1^* 高时，也可以用增大喉部面积来避免 T_3^* 过高。又因高压透平背压 $p_{im} = p_{3m}$ 下降，而致 π_{HT} 以及 ΔT_{HT} 增加，故能驱使压气机较快加速，改善加速性。在运输动力

装置中，如把动力透平静叶安装角开得非常大时，气流将吹向动叶背面产生刹车作用。

反之，喉部面积减小，运行点移近喘振线，这时 T_3^* 要增加，故部分负荷效率较佳。同时， T_{3m}^* 及 T_1^* 也将增加，故如采用回热，则能改善部分负荷效率较多。通常，可在功率开始下降时，先关小喉部面积，以维持 T_3^* 及部分负荷效率，到快近喘振时再开大，以避免喘振。

5 大气参数对燃气轮机变工况的影响

5.1 气候与海拔对机组工况的影响

由于燃气轮机比功较小而流量大，故大气压力、温度与海拔对燃气轮机工况及性能影响很大。

大气压力降低时，大气密度按比例下降，故使机组流量以及功率大致按比例下降，而大气压力的绝对值高低，对机组的压比、温比和速度三角形形状均无多少影响，故对机组效率影响较少。

大气温度增加，使机组进气密度、流量、温比、无因次转速和比功都降低，故机组功率及效率也都降低。但具体数值则随不同机组有所不同。大气温度对机组性能的影响见表 12.9-1，可作为大致参考。

表 12.9-1 大气温度对机组性能的影响

机组燃气温度 t_3^* ($^\circ\text{C}$)	t_1 每增加 10°C	
	功率降低 (%)	效率降低
800	9	0.0088
900	8	0.0084
1000	7	0.0082
1100	6.5	0.0081
1200	6.0	0.0080

海拔对燃气轮机性能的影响是通过大气参数传递的。海拔和标准大气参数有对应关系，海拔高，气压、气温都下降。作为粗略参考，海拔每升高 1000m，气压下降约 10kPa，气温下降约 6.5°C 。当然，实际运行情况还受天气变化的影响。

5.2 燃气轮机的相似工况

在压气机与透平原理中已经阐明相似参数特性曲线可以适用于不同进气条件。以压气机和透平为主要部件组成的燃气轮机，也可以采用同样的办法来解决大气条件变化的影响。

5.2.1 相似参数与相似工况

显然，要燃气轮机机组的工况相似，就要求其主要部件的工况同时保持相似。要同时保持压气机及透平各自的工况相似，就要求同时满足： $G\sqrt{T_1^*}/p_1^* = C$ ， $n_c/\sqrt{T_1^*} = C$ ， $G_T\sqrt{T_3^*}/p_3^* = C$ ， $n_T/\sqrt{T_3^*} = C$ ， $\pi = C$ ， $\pi_T = C$ ， $\eta_c = C$ ， $\eta_T = C$ 。对一台单轴或分轴机组而言，事实上只要保持满足 $n/\sqrt{T_1^*} = C$ ， $\tau = T_3^*/T_1^* = C$ 两个条件时，前述这些条件就能自动满足，故机组便基本上处于相似工况。

由于 $T_1^* = T_a$ ， $p_1^* = \phi_1 p_a$ ， $\phi_1 = C$ ，因此，一台燃气轮机机组的相似参数有 $\frac{T_3^*}{T_1^*}$ 或 $\frac{T_3^*}{T_a}$ ， $\frac{n}{\sqrt{T_1^*}}$ 或 $\frac{n}{\sqrt{T_a}}$ ， $\frac{G\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}$ 或 $\frac{G\sqrt{T_a}}{p_a}$ ， $\frac{N_c}{p_1^*\sqrt{T_1^*}}$ 或 $\frac{N_c}{p_a\sqrt{T_a}}$ ， $\frac{G_T}{p_1^*\sqrt{T_1^*}}$ 或 $\frac{G_T}{p_a\sqrt{T_a}}$ ， $\frac{M}{p_1^*}$ 或

$\frac{M}{\rho_a}$ 等。令 $\theta = \frac{T_a}{T_{a0}}$, $\delta = \frac{p_a}{p_{a0}}$, 其中 T_{a0} 和 p_{a0} 是设计值, 通常为 ISO 条件。这时, 上述的相似参数可写为 $\frac{T_{a0}}{\theta}$, $\frac{n}{\sqrt{\theta}}$, $\frac{G\sqrt{\theta}}{\delta}$,

$\frac{N_e}{\delta\sqrt{\theta}}$, $\frac{G_t}{\delta\sqrt{\theta}}$, $\frac{M}{\delta}$ 等。这样的表达形式称为折合参数式 (或者称为换算参数), 意即把非设计大气参数下的物理参数量折算到设计的大气参数下的数值。

5.2.2 燃气轮机的通用性能曲线

与压气机、透平一样, 当燃气轮机用相似参数来绘制性能曲线时, 就得到了通用性能曲线。图 12.9-25 所示即为通用性能曲线, 其中图 12.9-25 (a) 为单轴燃气轮机, 图 12.9-25 (b) 为分轴燃气轮机, 图形与前面给出的相同, 但这时的曲线适用于任意大气条件。

需要说明的是, 燃气轮机在采用间冷、再热和透平可调静叶时无相似工况, 而压气机采用可调静叶时, 如果转角的调节规律为 $\gamma_c = f(n/\sqrt{T_{a0}})$ 时, 燃气轮机有相似工况。由于大多数的燃气轮机不用间冷和再热, 压气机的静叶调节也都采用上述规律, 所以可以采用相似工况的办法来得到大气参数变化时的性能。

5.3 相似工况的应用

5.3.1 参数的计算

应用通用性能曲线, 可以简便地得到大气参数变化时燃气轮机的性能参数。例如一台发电用单轴燃气轮机, 在大气温度变化后保持 T_{30} 不变, 求这时机组的功率和效率等参

数。计算过程为: 先求得大气温度变化后的 θ , 计算可得 $\frac{n_0}{\sqrt{\theta}}$ 和 $\frac{T_{30}}{\theta}$, 以这两个参数值在燃气轮机通用性能曲线上得到一个工况点, 读出该点的 $\frac{N_e}{\delta\sqrt{\theta}}$ 和 $\frac{G_t}{\delta\sqrt{\theta}}$, 将此时的 θ 和 δ (由于大气压力几乎不变, $\delta=1$) 代入, 即可得 N_e 和 G_t , 进而计算得到要求的 η 。

5.3.2 机组的运行区

一般用物理参数来分析大气参数变化后燃气轮机机组的运行区的变化。如图 12.9-26 所示即为大气温度变化后运行区的变化, 其中 12.9-26 (a) 为单轴机组, 12.9-26 (b) 为分轴机组, 它们是以 $N_{e,\max}$, n_{\max} , $T_{3\max}$ 和 M_{\max} 为限制条件而得到的, T_a 升高时运行区缩小, T_a 降低时运行区扩大, 影响较大。

从图 12.9-26 可以看出, 机组的最大出力除受 $N_{e,\max}$ 限制外, 单轴机组在 T_a 升高时还可能受 $T_{3\max}$ 的限制而低于 $N_{e,\max}$ 。分轴机组也同样, 在相同的 ΔT_a 变化时, 通用性能曲线上 $\frac{T_{3\max}}{\theta}$ 线的变化距离要比 $\frac{n_{\max}}{\sqrt{\theta}}$ 线的大, 即在 $T_a > T_{a0}$

时, $\frac{T_{3\max}}{\theta}$ 线向下移动得比 $\frac{n_{\max}}{\sqrt{\theta}}$ 线多, 使机组出力受 $T_{3\max}$ 限制。而在 $T_a < T_{a0}$ 时, $\frac{T_{3\max}}{\theta}$ 线向上移动得比 $\frac{n_{\max}}{\sqrt{\theta}}$ 线多, 使机组出力受 n_{\max} 限制。当 n_{\max} 线高于 $N_{e,\max}$ 线的区域时, 分轴机组的最大出力受 $N_{e,\max}$ 限制。

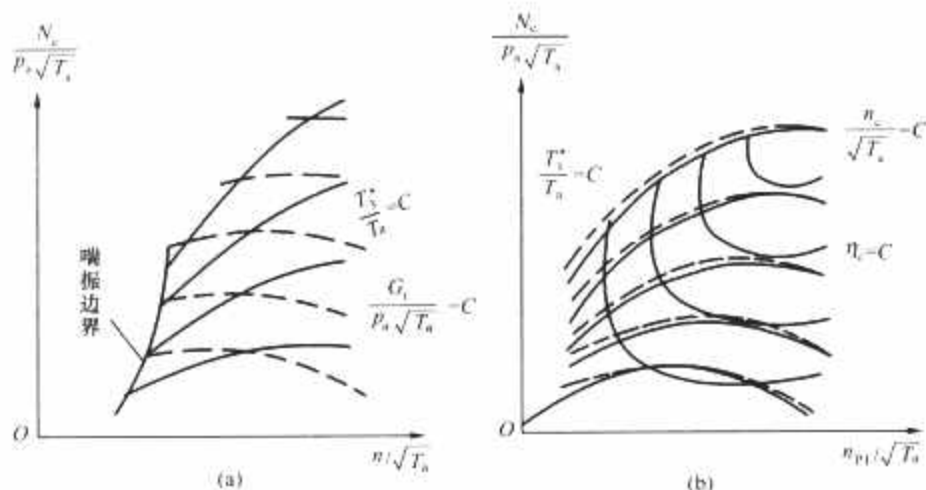


图 12.9-25 燃气轮机的通用性能曲线
(a) 单轴燃气轮机; (b) 分轴燃气轮机

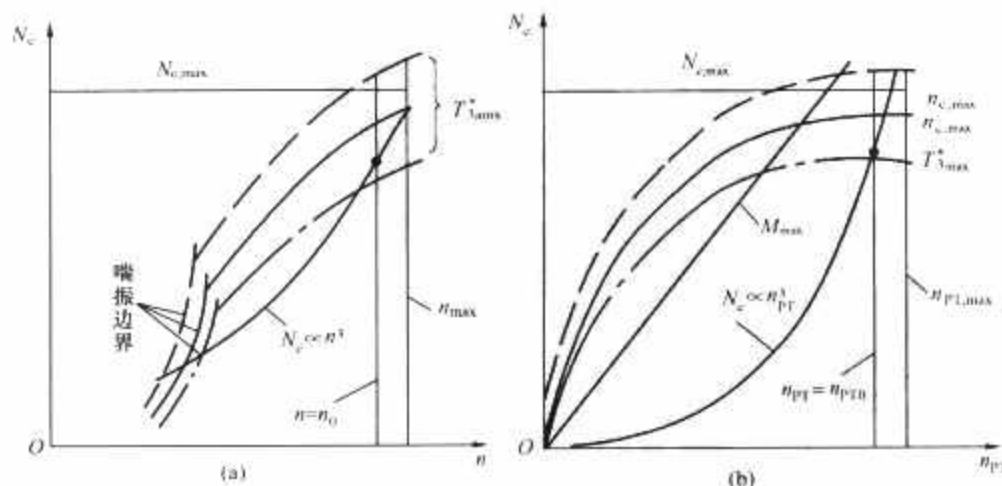


图 12.9-26 燃气轮机运行区随大气温度的变化示意
(a) 单轴机组; (b) 分轴机组
--- $t_a < 15^\circ\text{C}$; — $t_a = 15^\circ\text{C}$; - · - $t_a > 15^\circ\text{C}$

5.4 大气参数变化时的性能

在将燃气轮机供应给用户时,制造厂都要(通过试验或变工况计算)给出机组的最大出力和效率(或热耗率)随大气参数变化的修正曲线,供用户备查。

图 12.9-27 所示为单轴燃气轮机修正系数的示意图。查得相应大气参数下的修正系数,然后乘以额定最大功率和效率,就得到了该大气参数时机组的最大功率和效率。

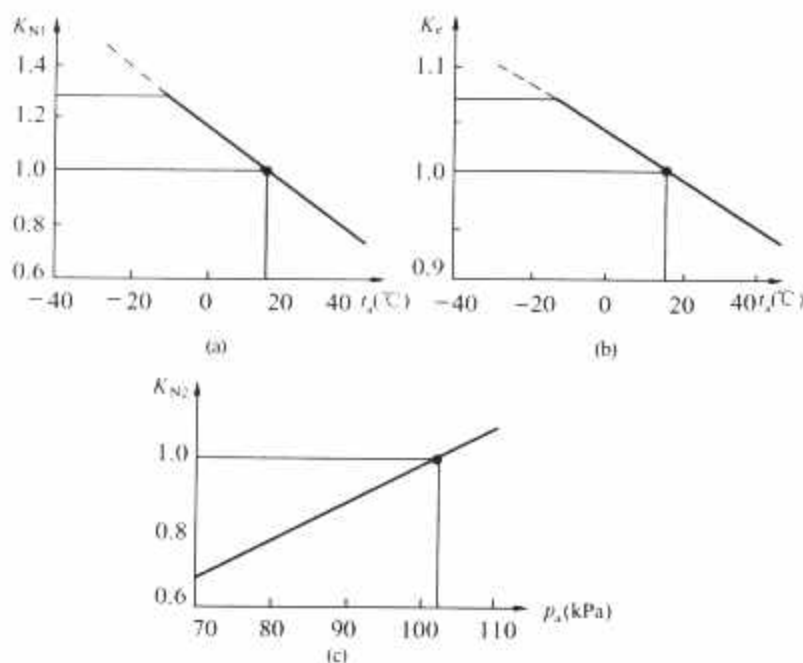


图 12.9-27 电站单轴燃气轮机最大出力和效率修正系数随 t_a 的变化及最大出力修正系数随 p_a 的变化
 (a) 最大出力修正系数随 t_a 的变化; (b) 效率修正系数随 t_a 的变化; (c) 最大出力修正系数随 p_a 的变化

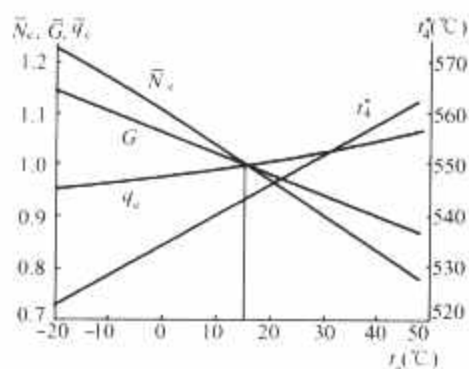


图 12.9-28 t_a 对电站单轴燃气轮机性能的影响

一般制造厂家还会提供空气流量和排气温度等的修正曲线,它们基本是直线变化,如图 12.9-28 所示。其使用方法与上面所述相同。

6 压气机可调静叶对燃气轮机变工况的影响

燃气轮机的气流通道中的部分零部件采用几何形状可变化的结构称为可变几何,简称变几何。目前,在燃气轮机中实际应用的变几何有压气机可调静叶和透平可调静叶。对于航空用燃气轮机而言,还可以包括可调尾喷管和可调进气道。

所谓可调静叶,就是静叶安装在气缸(或称机匣)上,能够旋转,由控制系统通过传动机构来调节,使静叶的安装角按照需要的规律变化。因此,可调静叶是可调参数,采用后使燃气轮机的自由度增加,从而提供了改善燃气轮机性能的有利途径。

透平可调静叶主要用于分轴机组,在前面已经进行了介绍。本节主要介绍压气机的可调静叶对燃气轮机变工况性能的影响。

6.1 压气机可调静叶的原理

压气机工作中的主要问题是工作不协调现象,即前后级的冲角变化不一致且相反所致。当采用可调静叶后,可以随着工况的变化来旋转静叶,改变静叶安装角,从而改变动叶进口气流方向,以减少冲角的变化或甚至使其保持为设计值不变。如图 12.9-29 所示,对于正冲角增大的级,静叶的旋转方向是使安装角 γ_c 减少(简称关小),使冲角由 i 减至 i' 。而对于负冲角增大的级,用可调静叶时旋转方向应使安装角 γ_c 增大(简称开大),负冲角即可减少。从而改善压气机的工作不协调问题。

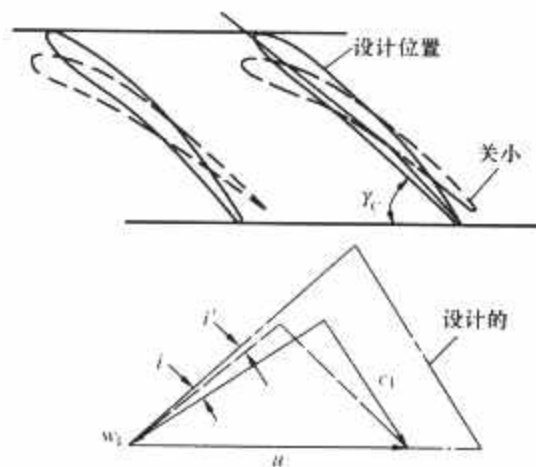


图 12.9-29 压气机可调静叶对速度三角形的影响

压气机在转速降低时的不协调现象是前面级正冲角增大,后面级负冲角增大。当用可调静叶时,试验研究表明,没有必要在前面级与后面级同时应用可调静叶,在一端应用后,可以同时改善另一端的工作状况。

通常,协调压气机工作的首要目的是避免喘振,扩大运行范围。为对可能发生喘振的级产生直接影响,增大影响的有效程度,以可调静叶用于这些级中为宜。由于转速降低时,压气机喘振是前面级正冲角增大所致,因而可调静叶宜用于前面级中,这就是目前压气机在前面级中采用可调静叶的原因所在。

压气机采用可调静叶后,前后级冲角变化的差异显著减少,除能避免喘振从而扩大运行范围外,同时还能改善压气机在变工况下的效率。

6.2 可调进口导叶(VIGV)

对于设计压比较低的压气机,采用可调进口导叶后就有可能满足燃气轮机在运行中避免喘振的要求。导叶安装角的调节方式与放气阀相似,有如下两种。

6.2.1 一次开关式

进口导叶的安装角只有“开”(γ_c 最大)和“关”(γ_c 最小)两个位置,以压气机转速为信号通过控制系统来调节。当转速降低至“关”动作转速时,导叶迅速由“开”旋转到“关”的位置(反之,当转速升高至“开”动作转速时,导叶迅速由“关”旋转到“开”的位置)。此时压气机性能曲线发生突变,变化后的喘振边界向左侧移动,扩大了压气机的运行范围,此时等转速线因流量随 γ_c 角变小而减少,也向图 12.9-26 的左侧移动。

一次开关式的控制系统较简单,但由于是突跃式的变化,对压气机性能的改善不明显,故一般仅在启动过程中应用。

6.2.2 逐步开关式

即通常所说的全程调节。当压气机的转速下降到一定转速后,进口导叶开始关小。随着转速的降低逐渐关小至“关”的最小位置,此后不再随着转速的进一步降低而关小。

这时，一般把导叶安装角变化设计成 $\gamma_c = f(n/\sqrt{T_1})$ ，并且取直线变化规律，由控制系统调节。

燃气轮机在部分负荷下伴随着采用可调进口导叶调节时，一般都采用全程调节，导叶开始关小时的转速 $n/\sqrt{T_1}$ 为设计值的 0.90~0.95。

6.3 多列可调静叶 (VSV)

对于高压比压气机，除了进口导叶可调外，压气机的前面几级静叶同时可调，以保证有效地协调压气机的工作。由于压气机前面各级冲角的变化从前到后是逐渐减少的，因而各级静叶角度的变化从前到后也应是逐渐减少的。各级静叶角度的变化，通常是以杠杆等比例传动机构来控制的，一旦各列静叶的角度旋转范围确定后，在调节过程中各列静叶的角度就按照此既定的比例关系来改变。一般需要通过整台压气机性能试验确定此比例关系。在压气机组装进燃气轮机后，整机调试时还可能要调整各列静叶安装角的调节规律，以更好地与透平性能相匹配，以及更好地改善燃气轮机的变工况性能。

多列可调静叶都采用连续全程调节，并且设计成 $\gamma_c = f(n/\sqrt{T_1})$ ，以更有效地改善压气机的性能。

图 12.9-30 所示为某台设计压比为 8 的 12 级压气机，进口导叶和前四级静叶可调，静叶调节时与不调节时的性能曲线比较示意图。由图 12.9-30 可以明显看出，静叶调节后改变了喘振边界向图 12.9-30 中右下方凹进去的状况，显著地扩大了运行范围。该压气机用于一台分轴燃气轮机中，从图 12.9-30 所示的燃气轮机运行线来看，在不旋转静叶的情况下，压气机转速降至 0.85 时机组将因压气机喘振而无法运行。在静叶调节后，燃气轮机可以一直降至低负荷下稳定运行。

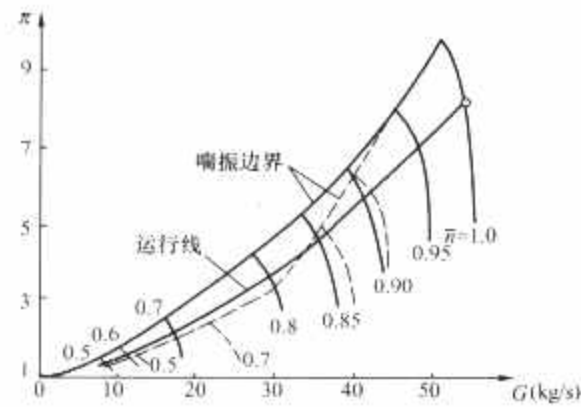


图 12.9-30 可调静叶对压气机性能曲线的影响
——可调静叶调节；———可调静叶保持设计位置

6.4 可调静叶与放气联用

当采用上面的可调静叶措施后，燃气轮机运行线在较低的负荷下时喘振裕度过小甚至仍然可能进入喘振边界，可以同时与压气机放气联用。例如一台 15 级压比 12 的分轴燃气轮机用压气机，进口导叶和前四级静叶可调。在压气机转速降低至 10 000r/min 时开始关小可调静叶，8000r/min 时关至最小，此时的静叶关小的角度关系为：进口导叶 41°，第 1 级静叶 35°，第 2 级静叶 25°，第 3 级静叶 25°，第 4 级静叶 10°。此外，在 7000~5000r/min 的低负荷区还在第 8 级放气，从而保证运行线的喘振裕度。

6.5 用可调静叶来改善经济性

前面已经介绍，对简单循环的单轴燃气轮机，其部分负荷下的经济性较差，特别是空载时的燃料消耗量很高 G_0 。

当采用可调静叶后，就有可能通过可调静叶的关小来减少空气流量，改善压气机在变工况下的效率，从而减少空载时的燃料消耗量，如图 12.9-31 所示。

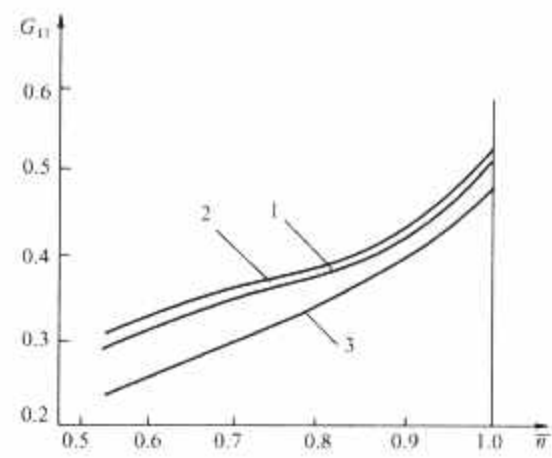


图 12.9-31 压气机可调静叶对单轴燃气轮机空载燃料消耗量的影响
1—静叶不可调；2—有可调静叶但不调节；
3—低负荷下关小静叶

此外，对于联合循环或者回热循环机组，压气机采用可调静叶后，还可能改善其部分负荷下的经济性。

7 燃气轮机过渡工况、启动及加速

7.1 过渡工况过程

燃气轮机的过渡工况或称非稳定工况、非平衡运行工况，是指机组从一个平衡工况向另一个平衡工况过渡的过程，例如启动、加减速、升/降负荷、停机等工况。在过渡工况中，转速、温度等参数随时间而变，功率并不平衡，但认为连续方程仍然有效。过渡工况的优劣对于车船或飞机发动机和紧急备用、尖峰负荷等用途的燃气轮机特别重要。

7.2 燃气轮机的启动与加速

当燃气轮机在静止状态时，压气机和透平都不做功，机组的通道中无气体流动，燃烧室中无法加入燃料燃烧，因而燃气轮机无法依靠自身来启动，只有依靠外界动力源，一般是启动机。

表 12.9-2 所示为一台用柴油机加液力变矩器来启动的电站单轴燃气轮机在启动过程中的工作状况，启动过程线见图 12.9-32，参数变化见图 12.9-33。

表 12.9-2 某型电站单轴燃气轮机在启动过程中的工作状况

时间	电机转速(r/min)	所处的工作状况
0	0	启动机开始带动机组旋转
2'25"	500	点火器投入工作
3'	600	点火器停止工作
5'40"	1500	到达自持转速
6'	1700	启动机脱扣
8'45"	2600	放气阀关闭
9'40"	2850	转速调节系统投入工作
10'	3000	启动至额定转速(全速空载),启动过程结束

燃气轮机在启动时先启动辅助油泵，由启动机带动机组并克服其他阻力旋转加速，使机组的流道中建立起气流。由启动机带动主机至 10%~25% n_0 后，燃烧室中气流达到能稳定燃烧的条件后喷入燃料，燃烧室点火并投入工作。此时，启动机的转矩约为主机额定转矩的 6%。 T_3^* 、透平功

率及转速随燃料量的增加而迅速增加(在空转升速时流量增加,故 T_3^* 有可能下降)。其中燃烧室点火的过程是:点火器先投入工作,然后才喷入燃料并点燃燃烧,为保证点火可靠,点火器工作需要持续一段时间。为使启动时点火可靠,初始喷入的燃料量较多,在点燃后再适当地减少。

自持转速是燃气轮机启动过程中,其透平出力达到与压气机耗功和摩擦等机械耗功相等时的转速。当机组转速高于其自持转速以后,机组可自身加速从而可以脱出启动机,此过程称为脱扣。脱扣转速为 $50\% \sim 70\% n_0$,不宜过早,以免拖长启动时间。脱扣之后,调节燃料量继续使 T_3^* 增加,机组升速。电站燃气轮机转速调节系统投入工作时的转速一般为 $95\% \sim 96\% n_0$,在此之前,机组由顺序控制来控制启动过程,达到此转速后,机组改由转速调节系统控制,最终稳定在工作转速(全速空转状况),然后等待并网发电。

单独发电机组的空转油耗为满载时的 $30\% \sim 70\%$,分轴或单轴变速机组为 $20\% \sim 45\%$,多轴为 $15\% \sim 25\%$ 。

图12.9-32所示为一典型的电站单轴燃气轮机的启动过程线。图12.9-32中, n_{st} 为点火成功的转速, n_s 为自持转速, n_0 为脱扣转速。燃气轮机启动时还常采用压气机放气和可转导叶的方法来避免喘振。放气的实质在于减少压气机高压级与透平的流量来维持压气机放气口前低压级的流量,借以避免喘振。可转导叶还能减少所要求的启动机功率。当转速达到足够高时(如约 $90\% n_0$),可以关闭防喘阀、辅助油泵,并开大进口导叶到正常位置。当然,放气阀的开/关以及可转导叶的改变都会导致压气机性能曲线发生变化,启动过程线出现变化。

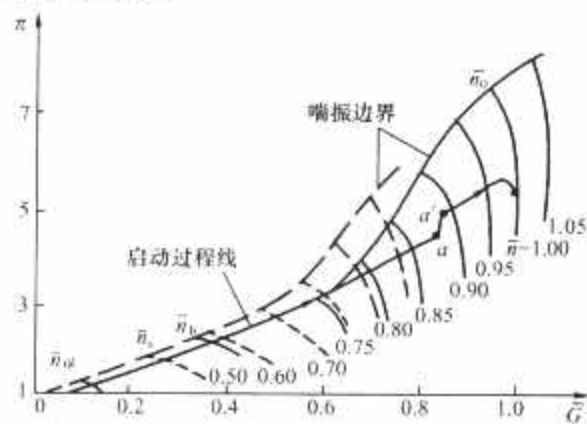


图 12.9-32 电站单轴燃气轮机的启动过程线
——放气阀关; ---放气阀开

从图12.9-33所示的参数变化中可以看出,燃气温度 t_3^* 在点火后不久出现峰值,并且排气温度 t_4^* 的变化要比 t_3^* 平缓。该现象在其他的燃气轮机中同样存在,原因是燃烧室点火前,透平中的热部件是“凉”的,点火后 t_3^* 突然升高时要吸热,从而使 t_3^* 温升变慢。为了减少热部件的暂时热应力过大造成的热冲击寿命损耗,在点火成功后一般安排1~2min的暖机运行过程。

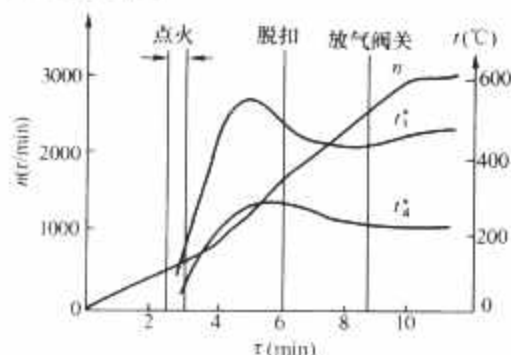


图 12.9-33 电站单轴燃气轮机的启动过程参数变化

单轴机组如果是直接驱动螺旋桨型负荷,就需较大的启动机来带负荷启动。为了减小启动机功率,宜采用离合器、可变节距螺旋桨或节流措施。分轴机组只需启动燃气发生器转子,双轴机组一般也只在高压轴有启动机,而低压透平则由高压透平排出的空气或燃气驱动。有时低压轴也另有启动机。

回热式燃气轮机启动时,还可采用旁通的方法使温度不高的燃气跨越回热器,以免燃气中的腐蚀成分(如硫化物)冷凝而腐蚀回热器,故也需有一段工况过渡的过程。

使用重质燃料的燃气轮机在启动时及停机前需燃用轻质燃料,以避免燃烧室及燃料系统工作困难,故需有燃料切换机构及切换过程。

7.3 启动与加速时间

燃气轮机转速变化的快慢通常可用加速性来表示。在过渡过程的任一转速时,在一根轴上的透平以及启动机所发出的转矩和功率,在供应压气机、负荷及消耗(包括附件)之余,使转子加速;不足时则转子减速,即

$$M_T + M_{st} - M_C - M_L - M_m = J \frac{d\omega}{dt} \quad (12.9-14)$$

由于 M_T 和 M_C 的大小差不多,故任一者的少量改变对两者的差值影响都很大,即对加速性影响很大。因为

$$N = M\omega = \frac{\pi}{30} Mn$$

所以

$$N_T + N_{st} - N_C - N_L - N_m = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 J n \frac{dn}{dt} \quad (12.9-15)$$

启动/加速时间为

$$\Delta t = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 J \int_{n_1}^{n_2} \frac{n dn}{N_T + N_{st} - N_C - N_L - N_m} \quad (12.9-16)$$

可见,要启动/加速时间短,即加速性好,可采用下列措施:

(1) 增加启动机功率 N_{st} ,尤其是启动初期。该方法受启动机类型和容量的限制。通常单轴装置的 $N_{st} \approx 5\% N_{e0}$;如用交流电动机启动,则 $N_{st} \approx 6\% \sim 25\% N_{e0}$;带螺旋桨型负荷需另加脱扣转速负荷功率;分轴或双轴装置的 $N_{st} \approx 0.5\% \sim 4\% N_{e0}$ 。提高脱扣时的转速,即使启动机工作时间增加,也有利于缩短升速时间或防止升温太快、升速喘振等问题。

(2) 增加燃料以提高 T_3^* ,则 N_T 越大,加速功率也越大。该方法受到升速喘振,零部件热应力、热膨胀、热惯量、容积惯量的限制。即零部件结构不应厚大粗重。厚大的高温零件中热应力和热膨胀问题非常严重,升温太快,易酿事故。零部件热惯量大,则过渡工况时,增加燃料的热量有很多被部件吸储,其余才能供透平做功,故要影响加速性。此外,新参数的工质要等原参数的工质流出后才能起作用,故装置中的容积越大,反应越迟钝。

(3) 减小转子转动惯量 J ,即要设计得轻巧,以减小 J 。但船用螺旋桨要适应出水工况,故其动力透平转子惯性宜大。

可见,燃气轮机的启动加速时间因结构不同而出入很大。重型结构燃气轮机从启动到空载常需10~15min,航空燃气轮机只需30~50s就可到达满载。

(4) 采用压气机可调导叶可以减小对启动功率的要求,有利于启动。

7.4 过渡工况过程的变化特点

燃气轮机在启动升速过程中,突然增加燃料时,由于转

子惯性, 转速来不及升高, 运行点离开平衡运行线向喘振线移动, 如图 12.9-34 所示。这时应注意不能增温过快, 以免热应力过大或升速喘振。应控制 T_3^* 使过渡工况点沿喘振边界下侧向高速区移动, 转速逐步增加, 直到 T_3^* 达到其启动极限值。然后, 控制燃料, 大体沿 $T_3^* = C$ 线增加转速至额定值为止。启动时因转速不到额定值, 离心力较低, 故有些机组启动 T_3^* 的极限甚至容许瞬时超过额定值 50°C 左右。

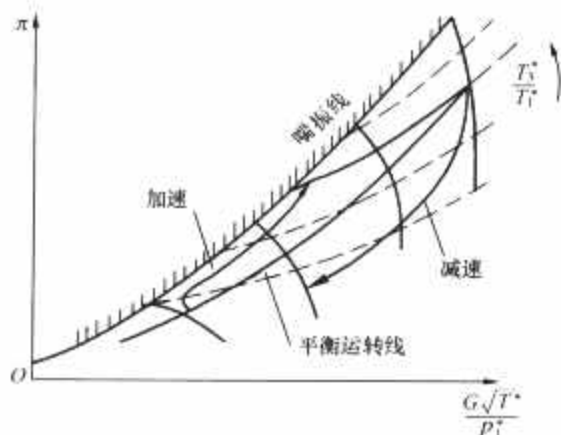


图 12.9-34 加速和减速过渡过程工况

当突然开始减少燃料时, 情况与升速时相反, 转速来不及下降, 过渡工况点将离开平衡运行线向远离喘振线方向移动。这时, 空气流量还很大, 应注意燃料不要减少过快, 以免燃烧室因贫油被吹熄火。

7.5 热悬挂

热悬挂简称热挂, 是燃气轮机在启动/加速过程中可能发生的一种故障, 它一般发生在启动机脱扣以后。主要现象是: 启动机脱扣后, 机组的转速停止上升, 运行声音异常。此时如果继续增加 G_f , T_3^* 随之升高, 但转速却不上升, 甚至出现下降的趋势, 最终导致启动/加速失败。

产生热挂现象的主要原因是启动/加速过程线太靠近压气机喘振边界所致。在启动/加速过程中, 如果 G_f 增加过快, T_3^* 增加会过高, 从而使运行点靠向喘振边界, 压气机中可能发生失速现象, 此时 η_c 降低, N_c 增加, 机组的剩余功率可能变为零, 转子停止升速, 就像被“挂”住似的, 因此称为“热挂”。

此时不能进一步增加燃料流量 G_f 来解决“热挂”问题, 原因是 G_f 增加后, T_3^* 升高, N_T 虽然会增加, 但是运行点更靠近喘振边界, η_c 进一步降低使 N_c 增加得比 N_T 多, 机组的剩余功率变为负, 导致转速不升反降, 最终使启动失败。

在发生“热挂”时, 正确的措施是适当减少 G_f , 使运行点下移离开喘振边界远一些, 压气机脱离失速工况, 消除因热挂而产生的异常声音, 然后再逐渐增加 G_f , 若处理得当, 就可以使机组脱离热挂而继续升速, 避免启动失败。

7.6 启动机类型及选择

对启动机的首要要求是有足够的功率, 其次是要求有良好的转矩性能, 在刚开始带动燃气轮机旋转时转矩能达到最大值。当启动机自身转矩性能差时, 需用变转矩设备来改善。

启动机有各种类型, 它们的特性各异, 也各有优缺点。

启动机的种类及其功率大小需按它们的特性、机组轴系对启动过程的要求、能源情况、价格、机重等具体情况合理选用。燃气轮机所用的启动机一般有下列数种。

7.6.1 直流电动机

需要直流电源或配置蓄电池组。转速可调, 升速平稳, 故机组点火转速可以选得较低, 充分利用本身自发功率帮助升速, 因而启动机功率可以选得较小。通常可由主发电机的励磁机加大功率 2~5 倍来兼作启动机用。缺点是价格贵、机体重, 电源及电机功率一般都不能太大, 所以只宜中、小型机组使用, 升速时间也较长。蓄电池只能供几次启动就需充电。

7.6.2 交流电动机

须有厂用交流电源。价格较便宜, 功率较大的交流电动机也容易得到。但转速难调, 启动后升速很快, 因此机组点火转速很高, 难于利用机组在升速时的自发功率, 而要靠加大启动机功率来完成升速过程, 并且点火后 T_3^* 变化剧烈。为了解决逐步升速问题, 需加用电阻箱、液力变扭器或电磁滑差离合器。

7.6.3 内燃机

主要是用柴油机。容易选购, 可利用油、气能源, 不需外界电源, 但冷天启动困难, 结构也较复杂, 而且需要液力变扭器等帮助逐步升速。

7.6.4 小燃气轮机

启动用燃气轮机的机体轻小, 可与主机共用燃料油或气作为能源而不需外界电源, 其缺点为转速每分钟可达上万转, 故需用减速器, 而且价格较贵。

7.6.5 吹气启动

可把高压空气、燃气、蒸汽、火药气等引入主机透平, 直接驱动主机。该方法简单, 快速, 不需外界电源, 但需有供气源, 如空气储气罐、燃烧性火药气发生器或小型供气式燃气轮机等设备。高压空气储气罐很大很重, 容量也有限, 供启动几次后就需充气。

7.6.6 膨胀透平

利用高压气源如蒸汽、压缩空气、天然气、火药气等驱动小型膨胀透平带动主机。膨胀透平轻小, 能量大, 宜快速启动。它不需外界电源, 但转速高需要用减速器与离合器。压缩空气储气罐很大很重, 容量有限, 常需充气。

7.6.7 变频启动装置 SFC

随着当代燃气轮机大型化的趋势, 常规的电动机启动时, 如采用直接启动所需电流很大, 如果运用变频启动装置 (简称 SFC) 启动时, 则所需电流要小得多, 例如 400MW 发电机组的启动电流只需 1500A 左右。

有关 SFC 的详细工作原理和设备组成参见本篇第 8 章辅助系统介绍。

7.7 停机过程

燃气轮机的停机过程比较简单, 一般都是先逐渐减载至空载, 在空载时运行一段时间, 使机组的热部件温度降至较均匀的状况。然后, 按照机组热冲击最小的规律降低燃料量, 使机组减速降温, 直到达到燃烧室的稳定燃烧边界, 然后切断燃料, 机组熄火惰走。按照运行规程进行一定时间的盘车冷却运行后机组完全停机。

停机过程一般没有什么问题, 在此不再叙述。

第10章 燃气轮机的控制与保护

与所有旋转动力机械一样,燃气轮机也走过了从液压机械式控制、模拟式电子控制到数字式电子控制的发展道路。直到20世纪90年代,燃气轮机开始全面配置数字电子控制系统。迄今为止,燃气轮机(组)控制系统基本都使用数字控制系统。

本章将主要从负荷的要求与燃气轮机自身的特性两个方面来分析单轴燃气轮机数字控制的控制功能和原则方案,以及与此相关的燃气轮机保护。

1 单轴燃气轮机控制的基本要求

1.1 单轴燃气轮机单变量控制方案

如果除了压气机以外的燃气轮机的其他部件的几何形状都是不可调节的,而且压气机的几何形状的调节是按着压气机的工作状态(如转速相似参数)自动进行,那么单轴燃气轮机只能通过改变燃料流量来进行控制。被控参数只能有一个,它可以是下列参数之中的任一个:

- (1) 燃气轮机转速 n 。
- (2) 燃气轮机透平前燃气温度 T_3^* 或者透平出口燃气温度 T_4^* 。
- (3) 燃气轮机某一截面的压力,如压气机出口压力 p_2^* 。
- (4) 燃气轮机某一部件的压力比值,如压气机增压比 π_c 或者透平膨胀比 π_T 。
- (5) 燃气轮机功率 N_e 。

这种控制称为一个自由度的控制或称为单变量控制。单变量控制器的设计比较容易,但它不能充分发挥燃气轮机的性能。

1.2 单轴燃气轮机的双变量控制方案

在某些情况下,在改变燃气轮机的燃油流量进行控制的同时,可以改变燃气轮机的某些部件,例如改变压气机的进口导叶的安装角度。当压气机的进口导叶安装角度 α 可调时,压气机特性中增加了新的变量 α ,即

$$\left. \begin{aligned} \eta_c &= \eta_c(G\sqrt{T_1^*}/p_1^*, n/\sqrt{T_1^*}, \alpha) \\ \pi_c &= \pi_c(G\sqrt{T_1^*}/p_1^*, n/\sqrt{T_1^*}, \alpha) \end{aligned} \right\} \quad (12.10-1)$$

亦即,对于具体应用的单轴燃气轮机,增加了一个可变量,从而构成两个自由度的控制或称双变量控制。通过同时控制两个参数,例如燃气轮机转速和透平进口燃气温度,可以改善燃气轮机的性能。

当单轴燃气轮机组成联合循环后,采用双变量控制可以明显的改善部分负荷下的经济性。具体控制方案为:

随着负荷 N_L 的降低,保持透平进口燃气温度 $T_3^* =$ 设计值(T_{3max}^*)不变,逐渐关小压气机的进口导叶安装角 α ,使得进入压气机的空气流量 G 减少,透平出口的燃气温度 T_4^* 升高,余热锅炉中回收的热量增多,机组的热率提高。

随着透平出口燃气温度继续升高到最大允许值 T_{4max}^* ,

由于受到透平末级叶片、排气管道、余热锅炉等材料的耐热能力的限制,透平出口排气温度不能继续升高,所以控制规律改变为保持透平出口燃气温度 $T_4^* = T_{4max}^*$ 不变,继续关小压气机的进口导叶安装角 α ,使得透平进口燃气温度 T_3 随着负荷 N_L 下降而下降。直到允许的压气机最小进口导叶安装角 α_{min} 为止。

图12.10-1所示为一台采用上述控制方案的联合循环发电机组的变工况性能。当运行中机组功率自额定工况降低时,温度的变化如图12.10-1(a)中所示,机组的效率变化如图12.10-1(b)所示。简单循环时静叶调节与不调节的效率变化基本一致,原因是部分负荷下静叶调节时 t_4^* 高,排气热损失增大,抵消了 t_3^* 高带来的好处。而联合循环的效率 η_{cc} 在 $(0.6 \sim 0.8) \bar{N}_{cc}$ 之间时,静叶调节比不调节时约高2个百分点,提高较明显。

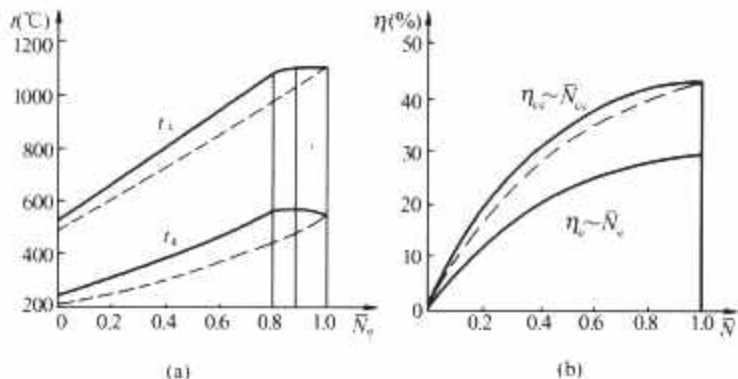


图12.10-1 压气机静叶调节对燃气轮机及联合循环性能的影响
(a) 温度变化; (b) 效率变化

1.3 燃气轮机控制系统设计要求

在单轴燃气轮机控制系统设计中,除了某些特殊要求外,需要满足如下所述的共同要求:

(1) 对任何工况,在不同的大气参数下都能保证透平进口燃气温度 T_3^* 不超过允许的最大值 T_{3max}^* 。

(2) 在加载或者减载过程中,保证燃气轮机组不超温,不喘振,不熄火,热应力小。特别是对变转速的燃气轮机,加载时转速由低到高,初始燃料流量增加不能太大,否则,机组就会发生超温和进入喘振不稳定工况。减载时转速由高到低,初始燃料流量减少不能太多,否则也可能会导致机组熄火。

(3) 控制系统应该能够保证机组良好的启动过程,在启动允许时间内,点火可靠,不超温,不喘振,热应力小。并且能够按照事先设计的顺序及时完成,诸如:点火、暖机、控制相应的燃料流量、控制压气机进口可转导叶安装角度、打开与关闭压气机放气阀等一系列启动操作与控制步骤。

(4) 燃气轮机控制系统中还应该具备一套完整可靠的保护与报警系统,以防止可能危害燃气轮机的异常状况出现。保护与报警系统大致应该具有如下部分内容:机组超速保护,机组超温保护,机组振动保护,机组燃烧监测保护,机

组熄火保护, 机组控制系统的自诊断保护。此外还应该具有润滑油油压过低, 润滑油温度过高等辅机系统的保护与报警功能。

2 单轴燃气轮机主控系统的原则方案

燃气轮机主要通过控制进入燃气轮机燃烧室的燃料流量来改变燃气轮机的运行工况, 因此燃料流量控制系统为燃气轮机的主要控制系统, 简称主控系统。

在燃气轮机控制系统中有许多因素 (一般组成一个控制回路) 都会导致燃料量的变化。例如, 转速控制 $G_{f,N}$ 、启动控制 $G_{f,START}$ 、最大燃料量限制 $G_{f,max}$ 、升速加速度控制 $G_{f,ACCUP}$ 、手动控制 $G_{f,min}$ 、温度控制 $G_{f,T}$ 、功率限制 $G_{f,N_e,max}$ 、以及最小燃料量控制 $G_{f,min}$ 、减速转加速度控制 $G_{f,ACCDOWN}$ 、停机控制 $G_{f,SD}$ 等。

由前面介绍可知, 压气机进口导叶不可调 (以及进口可转导叶按照相似转速进行控制) 的单轴燃气轮机只有一个可调因素——燃料流量 G_f 。原则上讲, 只能设置一个控制系统, 例如, 设置了转速控制系统就不能设置温度控制系统。这是因为在一定的环境条件下, 只有燃料流量 G_f 可调的单轴燃气轮机工况变动时只有一个独立变量。因此, 一旦转速控制系统确定了机组的状态后, 透平进口燃气温度也就随之确定, 此时不可能再通过温度控制系统将透平进口燃气温度调整到另一个温度给定值。实际应用时, 转速控制系统和温度控制系统都是通过改变燃料流量 G_f 来改变单轴燃气轮机的运行工况, 当这两个控制系统所要求的燃料流量 G_f 不不同时, 就会出现矛盾而无法同时满足。

因此, 尽管引起燃气轮机燃料量变化的控制回路很多, 但是同一时刻真正起控制作用的只能是一个控制回路, 工程应用上一般通过如图 12.10-2 所示的最大值和最小值选择器环节来保证。

通过将最大燃料量控制 $G_{f,max}$ 进入最小值选择器来保证进入燃烧室的燃料量不发生富燃料熄火, 通过将最小燃料量控制 $G_{f,min}$ 进入随后的最大值选择器来保证进入燃烧室的燃料量不发生贫燃料熄火。

下面将针对图 12.10-2 所示的发电用燃气轮机燃料量控制原则方案进行分析说明。

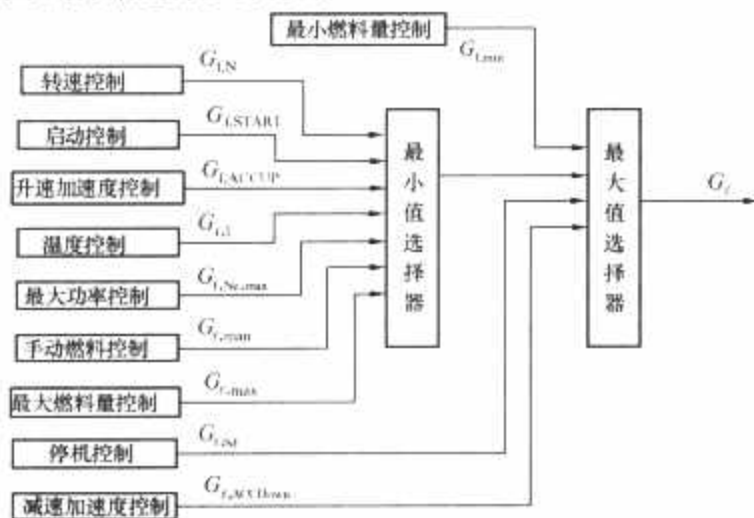


图 12.10-2 采用最大/最小值选择方式的燃料流量控制

2.1 转速控制系统

发电用单轴燃气轮机与发电用蒸汽轮机一样, 正常运行时, 应该具有转速控制系统, 以使在电负荷变动时保持转速 n 基本不变。对蒸汽轮机, 转速控制系统是通过改变蒸汽流量来保持转速 n 不变的, 单轴燃气轮机则是通过改变燃料流量 G_f 来保持转速 n 不变的。

发电用单轴燃气轮机的转速控制系统的要求如下:

(1) 在启动过程后期, 将燃气轮机转速自动控制在同期并网转速附近。

(2) 在单机孤立运行时, 当电负荷变化后, 在控制结束后保持燃气轮机的转速 n 基本不变。

(3) 在单机孤立运行时, 能够根据操作人员的指令, 在一定的范围内改变燃气轮机的转速 n 。在并网运行时, 能够根据操作人员的指令, 改变燃气轮机的功率。

(4) 在电负荷突然甩去时, 燃气轮机机组不会熄火, 也不会超速过高, 能够很快地回落并最终稳定下来。

(5) 并网运行时, 在电网频率发生较大波动时, 自动改变燃气轮机的功率输出, 抑制电网的频率波动。

图 12.10-3 所示即为方块图表示的单轴燃气轮机的转速控制系统示意图。图 12.10-3 中 n_s 为给定转速。闭环转速控制系统接收从转速传感器 (或敏感元件) 来的实际转速信号 n , 把它与给定的转速信号 n_s 值相比较。当差值 $(n_s - n) < 0$ 时, 就去减少燃料流量 G_f , 从而导致实际的转速信号的降低。反之, 当差值 $(n_s - n) > 0$ 时, 就去增加燃料流量 G_f , 从而导致实际的转速信号的升高。最终结果将保持转速信号不变。

如果转速控制系统的控制规律是: 只要差值 $(n_s - n)$ 存在, 就会不断地改变燃料流量 G_f , 只要方向正确, 就可能逐步的减少这个差值, 并且最终消灭这个差值, 达到 $n = n_s$ 。在发生外界扰动 (例如负荷扰动) 后, 控制系统能够把转速精确控制到给定值。此类转速控制系统称为无差或恒值转速控制系统。



图 12.10-3 单轴燃气轮机转速控制系统

如果转速控制系统的控制规律是: $(G_f - G_{f0}) \propto (n_s - n)$ 。即燃料流量的增加 (相对于全速空载的燃料流量 G_{f0} , 下标 I 表示全速空载状态) 正比于转速差值。则当发生外界扰动 (例如负荷扰动) 后, 控制系统不能把转速精确控制到给定值。此类转速控制系统称为有差转速控制系统。

无差转速控制系统只能用于燃气轮机孤立发电时, 燃气轮机用于并网发电时则必需应用有差转速控制系统。下面仅就有差转速控制系统进行分析说明。

燃气轮机的功率 N_e 与燃料流量的关系可以近似视为

$$\frac{N_e}{N_{e,0}} = \frac{G_f - G_{f0}}{G_{fI} - G_{f0}} \quad (12.10-2)$$

式中: 下标 “0” 表示额定值; “I” 表示全速空载值。应用相对量

$$\begin{aligned} \bar{N}_e &= \frac{N_e}{N_{e,0}} \\ \bar{G}_f &= \frac{G_f - G_{f0}}{G_{fI} - G_{f0}} \\ \bar{G}_{fI} &= \frac{G_{fI} - G_{f0}}{G_{fI} - G_{f0}} \end{aligned}$$

上式可以写为

$$\bar{N}_e = \bar{G}_f - \bar{G}_{fI} \quad (12.10-3)$$

假定有差转速控制系统按照

$$\bar{G}_f - \bar{G}_{fI} = K(\bar{n}_s - \bar{n}) \quad (12.10-4)$$

的比例控制规律来改变燃料流量 G_f , K 为比例常数。则结

果等于

$$\bar{N}_e = K(\bar{n}_s - \bar{n}) \quad (12.10-5)$$

或者

$$(\bar{n} - \bar{n}_s) + \delta \bar{N}_e = 0 \quad (12.10-6)$$

式中 $\delta = \frac{1}{K}$ 。

式(12.10-5)和式(12.10-6)表示了随着功率的变化,转速也要在一定的范围内变化的关系。这个关系称为有差转速控制系统的静态特性。显然,当功率变化100%时,转速百分比的变化也正好就是 δ ,称为有差转速控制系统的不等率。

通常取 $\delta=4$,即 $K=25$ 。

全速空载时,由于 $\bar{N}_e=0$,所以 $\bar{n}=\bar{n}_s$ 。

当配备有差转速控制系统的燃气轮机用于并网发电时,电网内的各个机组分担总电负荷变化的百分比,与该机组的 N_{e0}/δ 比值成正比。 δ 越小,分担的百分比就越大。如果某一个机组采用无差转速控制系统时,即它的 δ 为零,则参加并网时,总电负荷变化的100%都将由该机承担,从而使得该机可能在空负荷与最大负荷之间摆动。显然, $\delta=0$ 的机组不能参加并网发电。

2.1.1 燃气轮机转速自动调节

当燃气轮机的转速大于95%~97.5%,并且没有同期并网时,燃气轮机由转速控制系统来调节进入燃气轮机燃烧室的燃料量,使其稳定运行至全速空载状态。此时转速控制系统的转速设定值约为100.3%。

燃气轮机突然甩负荷后,转速设定值也将迅速切换为100.3%,通过与后面介绍的升速转加速度控制系统的共同调节,使得燃气轮机机组不会熄火,也不会超速过高,能够很快地回落并最终稳定在全速空载状态,等待重新并网。

2.1.2 燃气轮机负荷自动调节

当燃气轮机并网后,如图12.10-4所示的负荷控制回路通过比较负荷设定值 N_{es} 与来自传感器的功率反馈值 N_e ,根据差值变化进行无差的调节,从而改变图12.10-3所示的转速控制系统的转速给定点 n_s ,直至机组实际发出功率与预先设定的负荷值的偏差在允许的精度范围内。

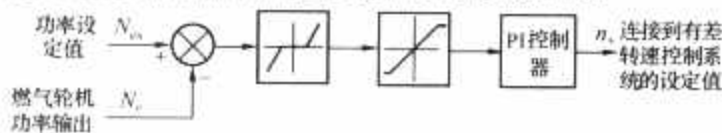


图 12.10-4 发电用单轴燃气轮机的负荷控制系统

选择快速加载启动或者预选负荷将会把设定值增加到预选负荷限定值;而选择基本负荷或者尖峰负荷将会把设定值增加到最大负荷限定值。

通过限幅环节来控制燃气轮机的加载率和减载率。通过死区环节来保持控制的稳定性。

2.1.3 频率自动调节

随着国民经济的发展,电网负荷急剧加大,特别是冲击性、非线性负荷的不断增长,使电网频率降低,电压波形畸变,电压波动、闪变和三相不平衡等电能质量问题日益突出。频率作为评价电能质量的重要指标,超过允许范围会影响电力系统、发电机组和用户的安全和经济效益。更严重的波动会造成对电网的严重冲击甚至使电网崩溃,从而酿成美国加州大停电一样的事故。因此,大容量机组配备一次调频功能,提高电网负荷变化时的频率响应能力,保持系统频率在允许范围之内,确保高质量的电力供应是非常重要的。

如图12.10-5为发电用单轴燃气轮机的频率控制回路示

意图。

燃气轮机的负荷控制系统接受来自电网调度管理的频率基准 f_s 和功率基准 P_s ,首先与机组的实际频率 f 进行比较,当频率偏差 Δf 超过一定值时,系统将频率偏差指令转化为等效功率指令 $\Delta P_f = -K\Delta f$,然后与功率基准 P_s 叠加,得到总的功率指令 $P_e = P_s + \Delta P_f$,此功率指令经过一个限制负荷变化率的限制器后,得到机组的负荷设定值 N_{es} ,进入图12.10-4燃气轮机的负荷控制系统中,与机组的实际功率 N_e 进行比较,实现机组的负荷无差调节,从而实现机组的一次调频。

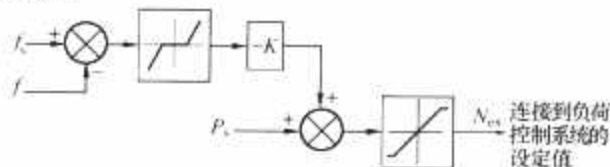


图 12.10-5 发电用单轴燃气轮机的频率控制系统

机组参与一次调频是为了稳定电网频率而对机组的调节系统提出的要求。从机组自身的角度考虑,则希望其运行能相对稳定,不要有过多的扰动。如果参与一次调频,势必将跟随电网频率的波动随时调整负荷,从而影响机组的稳定运行。为了解决这一矛盾,可以对频差信号做一些处理,使机组在小的频率变化时不参与调频,当频差大于一定量时再参与调频。这可由图12.10-5中的死区环节的设定来保证和调整。

需要说明的是,仅当温度控制还没有投入的前提下,频率调节和负荷调节才能发挥作用。

2.2 温度控制系统

燃气轮机工作温度 T_3^* 过高会严重影响高温燃气通道内的热部件的寿命,严重时甚至可能烧坏受热部件,导致机组发生事故,所以必须限制透平进口温度 T_3^* 值。另一方面,提高透平进口燃气温度 T_3^* ,又是提高燃气轮机的热效率 η_c 的重要因素,应该尽可能的提高燃气温度 T_3^* 。综合上述两种相互矛盾的因素,因此,燃气轮机的透平进口燃气温度 T_3^* 必须加以合理的控制。

在早期的燃气轮机中,由于透平进口燃气温度 T_3^* 较低,能够直接进行测量,所以可以将透平进口燃气温度 T_3^* 作为一个控制量,形成一个独立的控制回路。随着燃气轮机性能与技术的不断发展,透平进口燃气温度 T_3^* 越来越高,使用温度测量元件测量透平进口燃气温度很容易被烧毁,同时温度场也很不均匀,因而很难直接测量其平均温度。所以,在工程实践中一般常用间接测量的方法,比较常用和成功的方法是采用测量透平出口燃气温度 T_4^* 来反映透平进口燃气温度 T_3^* 的方法,这是因为在特性曲线网上等 T_3^* 线的走向与等 T_4^* 线的走向较为接近。尽管 T_4^* 可以作为反映 T_3^* 变化的主要因素,但不是唯一的因素,所以必须应用其他因素进行修正以保持准确性。

2.2.1 应用压气机出口压力 p_2^* 进行修正

根据燃气轮机原理,可写出 T_3^* 随 T_4^* 以及透平膨胀比 π_T 的变化关系如下

$$T_3^* = \frac{T_4^*}{1 - \eta_T + \frac{1}{\pi_T^{m_k}} \eta_T} \quad (12.10-7)$$

式中: $m_k = \frac{k_g}{k_g - 1}$; $k_g = 1.33$ 为比热比。

透平膨胀比 π_T 与压气机出口压力 p_2^* 的关系如下

$$\pi_T = \frac{p_3^*}{p_4^*} = \frac{\phi_3 \phi_4 p_2^*}{p_a} \quad (12.10-8)$$

将式 (12.10-6) 和式 (12.10-7) 综合, 可得如下关系

$$T_3^* = T_3^* (T_4^*, p_2^*) \quad (12.10-9)$$

显然这个关系式不受大气温度与压力变化的影响。只要测得 T_4^* 和 p_2^* 值就可以计算出 T_3^* 。

对发电用单轴燃气轮机而言, 一般要求控制 $T_3^* = T_{3\max}^*$ 。随着大气温度和通流部分性能的改变, 当恒速带满负荷时, p_2^* 的变化较小, 所以可以将式 (12.10-9) 进行线性化, 得到

$$\Delta T_3^* = \frac{\partial T_3^*}{\partial T_4^*} \Delta T_4^* + \frac{\partial T_3^*}{\partial p_2^*} \Delta p_2^*$$

当保持 $T_3^* = T_{3\max}^*$ 不变时, 即 $\Delta T_3^* = 0$, 由此可以建立 ΔT_4^* 与 Δp_2^* 之间的关系

$$\frac{\partial T_3^*}{\partial T_4^*} \Delta T_4^* = - \frac{\partial T_3^*}{\partial p_2^*} \Delta p_2^* \quad (12.10-10)$$

或者

$$\frac{\Delta T_4^*}{\Delta p_2^*} = - \frac{\partial T_3^* / \partial p_2^*}{\partial T_3^* / \partial T_4^*} \quad (12.10-11)$$

式 (12.10-10) 和式 (12.10-11) 就是在某一工况下, 保持 $T_3^* = T_{3\max}^*$ 不变条件下, ΔT_4^* 随 Δp_2^* 所变化的斜率。显然, 这个斜率是随燃气轮机工况的改变而变化的, 它通常用于机组处于基本负荷或尖峰负荷工况时。将燃气轮机的每个工况的具体参数代入, 用得到的斜率数值在 $T_4^* - p_2^*$ 图上画出一条斜线, 从而得到线性化以后的等 $T_3^* = T_{3\max}^*$ 线。如图 12.10-6 所示。

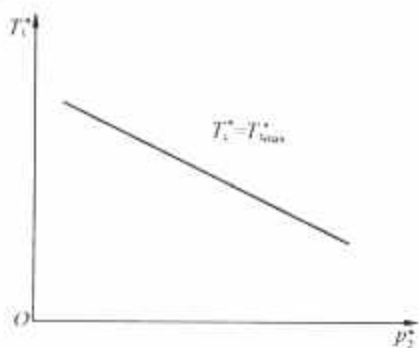


图 12.10-6 T_4^* 间接测量 T_3^* 时的 p_2^* 修正曲线

2.2.2 应用燃料流量 G_f 进行修正

当大气温度 T_a 变化时, 单轴燃气轮机就具有三个独立参变量, 此时, 透平进口燃气温度 T_3^* 可以表示为透平出口燃气温度 T_4^* , 燃料流量 G_f 以及转速 n 的函数, 即

$$T_3^* = T_3^* (T_4^*, G_f, n) \quad (12.10-12)$$

仿照“应用压气机出口压力 p_2^* 进行修正”的方法对式 (12.10-12) 进行线性化处理, 可以同样得出: 应用透平出口排气温度 T_4^* 再加上 G_f 及 n 的某种修正, 完全可以反映透平进口燃气温度 T_3^* 。其中

$$\frac{\Delta T_4^*}{\Delta G_f} = - \frac{\partial T_3^* / \partial G_f}{\partial T_3^* / \partial T_4^*} \quad (12.10-13)$$

$$\frac{\Delta T_4^*}{\Delta n} = - \frac{\partial T_3^* / \partial n}{\partial T_3^* / \partial T_4^*} \quad (12.10-14)$$

当然, 在燃气轮机等转速运行时, 应用上述修正方法时, 只需应用透平出口排气温度 T_4^* 再加上 G_f 的某种修正, 就可以反映透平进口燃气温度 T_3^* 。同样, 将燃气轮机的每

个工况的具体参数代入, 用得到的斜率数值在 $T_4^* - G_f$ 图上画出一条斜线, 可以得到线性化以后的等 $T_3^* = T_{3\max}^*$ 线。如图 12.10-7 所示。

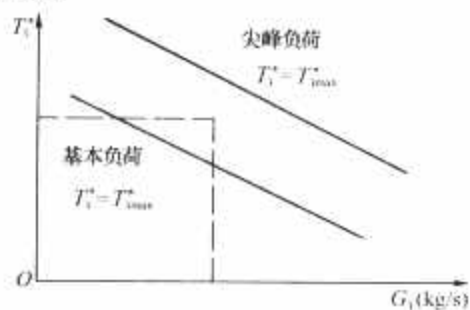


图 12.10-7 T_4^* 间接测量 T_3^* 时的 G_f 修正曲线

需要说明的是: 随着燃气轮机的透平进气温度 T_3^* 的不断提高, 冷却用的空气量也不断增加, 有些机组的冷却空气量接近压气机空气流量的 7%~15%。冷却空气将沿着透平的不同部位流入主燃气流中, 由于相互掺混, 将会降低透平出口燃气温度。所以, 比较精确的计算方法必须充分考虑冷却空气在透平的各个部分流入的流量与温度, 采用等效流量和等效温度的方法, 来建立 T_3^* , T_4^* , π_T 与 η_T 之间的复杂关系式。

2.2.3 燃料温度控制基本原理

温度控制系统是通过控制燃料流量来限制燃气轮机的燃烧温度。一般应用燃气轮机的排气温度来间接反映燃烧温度。具体使用时, 将铂铑热电偶装在排气管中, 从而提供一个温度反馈。该温度反馈与燃烧温度成比例但存在时间滞后, 而且时间滞后与燃气流过透平的速度相对应。另一个要考虑的因素是大气温度和燃烧温度之间的关系。冷天空气密度大, 导致给定转速下的燃烧温度升高。燃烧温度升高会改善燃气轮机的效率, 但燃烧温度太高将会机组出现超温现象, 所以在这种情形下的温度控制系统计算中必须能够充分考虑限制机组超温这一因素。由燃气轮机原理可知, 压气机出口的排气压力是大气温度、压气机效率和转速的函数。而且压气机的出口排气压力是一个可测参数。当大气温度减少时, 空气密度升高, 引起压气机出口压力增加, 所以引入压气机出口压力影响可以修正燃烧温度的精度。

燃料温度控制系统实际上是透平排气温度 T_4^* 温度限制系统, 如图 12.10-8 所示。

(1) 当 $t_4 \geq t_{4s}$ (给定值) 时, $G_{fT} < G_{fN}$, 温度控制系统参与控制作用。

(2) 当 $t_4 < t_{4s}$ 时, $G_{fT} > G_{fN}$, 温度控制系统变大退出控制作用。

为避免温控系统中积分环节的饱和和影响, 实际使用时可采用根据透平排气平均温度 T_{4C} 与温度控制给定值 T_{4CR} 的差值, 在 G_f 的基础上积分改变 G_{fT} 值, 如图 12.10-9 所示。

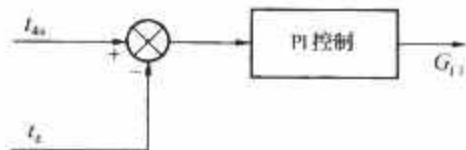


图 12.10-8 温度控制方块图

(3) 当差值 $(T_{4CR} - T_{4C}) > 0$ 时, 燃气轮机不超温, G_{fT} 在 G_f 的基础之上向上积分, G_{fT} 不断累加, 从而退出控制。

(4) 当差值 $(T_{4CR} - T_{4C}) < 0$ 时, 燃气轮机超温, G_{fT} 在 G_f 基础上向下积分, G_{fT} 不断减少, 从而参与控制, 直到 T_{4C} 降回到小于 T_{4CR} 。

(5) $G_{f,\max}$ 和 $G_{f,\min}$ 作为 G_{fT} 的最大值与最小值。

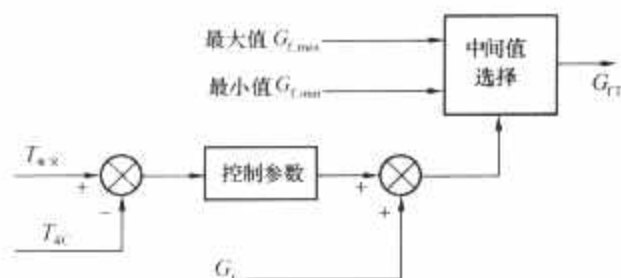


图 12.10-9 温度控制系统简化原理图

(6) 温度控制给定值由前面介绍的修正曲线计算得到。

需要说明的是：进入 $T_{3\max}^*$ 限制以后，燃料流量 G_f 的稳态值完全由 $T_3^* = T_{3\max}^*$ 的要求决定，转速控制系统对稳态工况失去作用。此时，机组的工况落在 $T_3^* = T_{3\max}^*$ 线上。当燃气轮机并网发电时，进入 $T_{3\max}^*$ 限制以后，使用同步器增大转速给定值 n_c 时，机组的功率并不增加。而在电网频率降低时，机组反而沿着 $T_3^* = T_{3\max}^*$ 线减少功率。当燃气轮机用于孤立发电时，进入 $T_{3\max}^*$ 限制以后，如果电负荷再增加，则沿 $T_3^* = T_{3\max}^*$ 线降低转速和功率。

2.3 启动控制系统

2.3.1 启动过程曲线的选择

由燃气轮机原理可知，燃气轮机的启动过程分为三个不同的阶段，首先由启动设备带动升速，在到达点火转速以后燃烧室点火燃烧，然后是由燃气轮机和启动设备共同带动燃气轮机继续升速。当转速达到脱扣转速以后，启动设备脱扣，随后的启动过程则完全由燃气轮机自身维持，直到燃气轮机升速至全速空载状态。

作为一个动态过程，燃气轮机的启动过程非常复杂，所以启动过程控制系统一般采用开环控制方式。亦即燃气轮机的启动过程一般按照一个预先设计好的过渡过程启动曲线顺序进行，称为启动程序（顺序）控制系统。机组的启动过程曲线确定之后，机组启动过程中的参数变化规律也就随之确定，因此，选择一条合理的机组启动过程曲线在启动控制系统设计中非常重要。

理论上讲，燃气轮机启动过程中，尤其是在启动设备脱扣以后，启动过程曲线可以是属于在喘振边界线右下方、等 $T_{3\max}^*$ 线以及零功率 $N_e = 0$ 线所包含的区域内的任意曲线，而且启动过程曲线越接近喘振边界线，则意味着启动过程越快。轻型结构和要求快速启动的燃气轮机常常采用在留有一定的安全裕度的前提下与喘振边界线平行的启动过程线。沿着这样的启动过程线启动时，燃气轮机的启动时间很短，一般可以在几十秒内完成。但是，由于启动过程中透平进口燃气温度较高，而且变化剧烈，会产生较大的转子交变热应力，受热部件的寿命损耗也较大。对于重型结构的燃气轮机来说，剧烈的温度变化引起的热应力更大，从而严重消耗受热部件的使用寿命。从限制热应力角度出发要求限制温度上升的速度。因此，重型结构燃气轮机在设计和确定启动过程曲线时，必须充分考虑转子热应力限制，因而最终确定的启动过程曲线一般均比平行于喘振边界线的最快启动过程曲线低得多，启动所需的时间长得多，启动过程中的最高温度和温度上升速度显著降低。

另外，在燃气轮机的启动过程中，由于压气机喘振的限制，都要进行必要的防喘处理。一般采用的方法是：

首先打开压气机放气阀门，并将压气机的进口可转导叶转向最小安装角度。使压气机特性曲线上的喘振边界线向左上方移动，从而扩大转速较低时的压气机稳定工作范围，防

止启动过程曲线过分接近喘振边界。

达到一定转速以后，关闭压气机放气阀，并按照一定的规律开大压气机的进口可转导叶安装角。

尽管压气机采用放气和控制进口可转导叶，由于放气阀只有开或关两种方式，而且在启动过程中，压气机的进口可转导叶的控制规律或者采用开或关二位方式，或者采用按转速相似参数变化

$$\alpha = \alpha(n/\sqrt{T_1^*}) \quad (12.10-15)$$

的控制规律，所以机组同样只有一个控制自由度。这样，机组的启动控制规律就可以方便地进行设计。

2.3.2 燃气轮机启动控制方案

燃气轮机的启动控制由于只能是单变量控制，常用的控制方案一般采用以下几种形式：

(1) 应用两个参变量之间的变化规律控制燃气轮机启动过程。可以选择燃气轮机的任意两个参变量之间的变化规律作为启动控制规律。如果要保证启动规律的通用性，可以采用参变量的相似参数形式。例如，已经确定了燃气轮机启动过程的 $T_3^* - n$ 曲线，将曲线分段线性近似处理，用一系列直线段来代替。如图 12.10-10 所示。

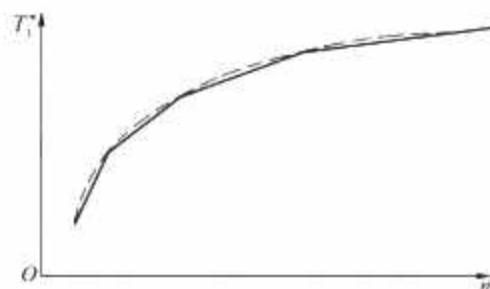


图 12.10-10 燃气轮机启动控制曲线示意

(2) 应用两个参变量之间的变化规律控制燃气轮机启动过程将曲线分段线性近似处理，用一系列直线段来代替。

对每一直线段都可以写为

$$T_3^* - bn = c \quad (12.10-16)$$

可以采用两种不同的控制方案来实现上述的控制规律，如图 12.10-11 所示。

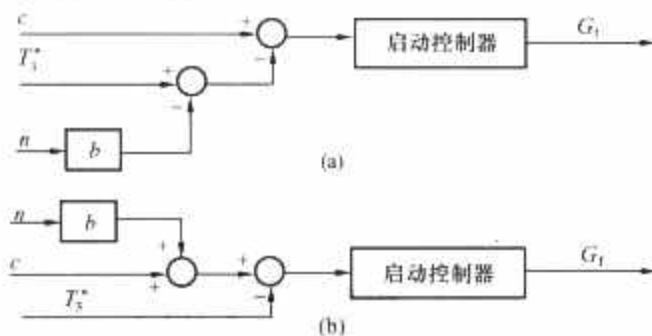


图 12.10-11 按 $T_3^* - n$ 规律的启动控制方案示意
(a) 方案 a; (b) 方案 b

方案 a 将复合变量 $(T_3^* - bn)$ 作为比较变量进行控制，控制系统的给定值为 c 。当 $(T_3^* - bn) < c$ 时，表示工况点落在 $T_3^* - n$ 曲线以下，启动控制器将使燃料流量增加，从而控制工况点尽可能沿着 $T_3^* - n$ 曲线运动。

方案 b 实际上是一个 T_3^* 温度控制系统。上述的直线段方程可以改写为

$$T_3^* = c + bn \quad (12.10-17)$$

所以，将复合参数 $(c + bn)$ 值作为给定值， T_3^* 变化值作为比较变量，从而构成了方案 (b) 所示的 T_3^* 温度控制系统。其中，温度 T_3^* 的给定值是一个随转速 n 变化的数值。

实际上，图 12.10-11 所示的两个控制方案是基本相同

的,随着燃气轮机转速 n 的变化分段改变常数 b 和 c 的数值,就可以按照预先设计好的启动规律完全控制机组的启动过程。

(3) 应用一个参变量随时间变化的规律控制燃气轮机的启动过程。可以选择燃气轮机的任意参变量(T_3^* , p_3^* , G_f , $i=1, 2, 3, 4$)随时间变化的规律作为启动控制规律。例如,如果已经确定了启动过程中进入燃气轮机的燃烧室燃料流量的变化过程 $G_f = G_f(t)$,则相应的燃气轮机启动控制系统就是随时间 t 变化给定值 $G_f(t)$ 的燃料流量 G_f 控制系统。如果 $G_f(t)$ 是斜坡函数或指数函数,则只需应用阶跃输入下的积分环节或非周期环节的输出过程就能实现。

2.4 升速转加速度控制系统

如图 12.10-12 所示,燃气轮机的升速转加速度控制系统按照燃气轮机转速的变化率调整燃料流量 $G_{f,ACCUP}$,以减少对燃气轮机高温燃气通道零件的热冲击。它将转速的变化率(转速的微分)信号 dn/dt 与给定的转速加速度给定值(dn/dt),进行比较:

(1) 如果转速变化率大于给定值,则不断降低升速加速度控制值 $G_{f,ACCUP}$,从而减小转速的变化率。

(2) 如果转速变化率小于给定值,则不断增加升速加速度控制值 $G_{f,ACCUP}$,使升速加速度控制系统退出控制。

所以升速加速度控制系统的功能只是限制转速的升速变化率过大。

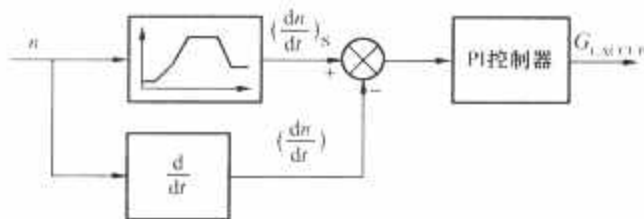


图 12.10-12 升速转加速度控制系统示意

由于转速变化率大于零只能发生在转速增加的动态过程,所以升速加速度控制系统仅在加速动态过程中起到限制作用,对稳态过程不会起控制作用,对减速动态过程也不起控制作用。

升速转加速度控制系统通常在两种情况下起作用:

(1) 升速转加速度控制系统起作用一是在启动过程的后期,例如按照规律 $G_f = G_f(t)$ 启动,燃气轮机加速到启动过程终了($95\%n_0$)转速时的燃料流量 G_f 和透平进口燃气温度 T_3^* 都较大。由于启动结束后机组直接进入全速空载状态,此工况下的燃料流量 G_f 和透平进口燃气温度 T_3^* 都比较小,如果不进行处理将出现剧烈的 T_3^* 下降,从而产生较大的热应力。经过分析可以知道,启动过程结束前较大的燃料流量 G_f 和透平进口燃气温度 T_3^* 都会导致较大的转子转加速度,因此如果能够限制此阶段的转加速度实际上也就限制了启动结束时的 T_3^* 温度的剧烈变化。

(2) 升速转加速度控制系统的另一个起作用的场合是在发电机断路器突然跳闸,燃气轮机突然甩去负荷后,帮助转速控制系统把过渡过程的动态超速抑制在允许的范围内。

启动过程中的升速加速度给定值是转速的函数,在暖机期间和加速过程后期,升速加速度控制有可能短时间的接替速度控制系统和/或启动控制系统而起控制作用,以防止加速过快,限制热应力,以减少轮机热通道部件的热冲击。

2.5 最大功率控制系统

发电用单轴燃气轮机转速控制时,正常运行工况仅在特

性曲线网中的设计转速 n_0 附近的一个很窄的运行带内,机组功率从基本负荷降低直到空负荷时不会遇到任何限制。但在机组的功率增加时则有可能出现温度超限($T_3^* \geq T_{3max}^*$)和功率超限($N_e \geq N_{e,max}$)的情况。

由燃气轮机原理可知,当大气温度 T_a 升高时,空气的质量体积增加,压气机的进口空气流量 G 减少,燃气轮机的功率 N_e 下降。如果保持机组的功率 N_e 为额定值不变,则必须增大进入燃烧室的燃料流量 G_f ,从而可能导致透平进口燃气温度 T_3^* 过高,出现温度超限情况($T_3^* \geq T_{3max}^*$)。此时,应用前面介绍的温度控制系统可以进行相应的调节。

当大气温度 T_a 降低时,空气的质量体积减小,压气机的进口空气流量 G 增加,燃气轮机的功率 N_e 上升,透平进口燃气温度 T_3^* 降低。如果保持机组的透平进口燃气温度 $T_3^* = T_{3max}^*$ 不变,则必须增大进入燃烧室的燃料流量 G_f ,从而可能导致机组的功率 N_e 过高,出现功率超限($N_e \geq N_{e,max}$)情况。亦即,在燃气轮机控制系统中还必须设置如图 12.10-13 所示的最大功率 $N_{e,max}$ 限制功能的子控制系统。

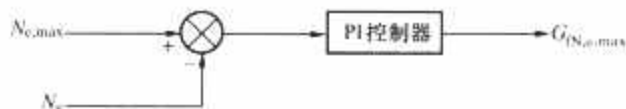


图 12.10-13 燃气轮机功率限制系统示意

2.6 手动控制系统

手动燃料控制系统 $G_{f,man}$ 一般设计为开环控制,主要用于现场测试与调试系统等特殊情形。在控制系统启动时,一般立即将 $G_{f,man}$ 预设置为 $G_{f,max}$ 。这种设置方法使得 $G_{f,man}$ 高于其他控制回路的燃料流量而不会被最小值选择器选中,除非 $G_{f,man}$ 被手动降低到低于实际使用的燃料流量 G_f 止。

当需要投入手动燃料控制系统时,首先通过将预置逻辑开关命令设置 $G_{f,man} = G_f$ 。此后,可以通过如下的措施改变 $G_{f,man}$ 值:

(1) 通过手动升/降逻辑信号,使 $G_{f,man}$ 按照预先设定的速率升高/降低。

(2) 也可以通过操作系统,直接输入希望的燃料控制给定值 $G_{f,man \text{ CMD}}$ 值。从而使 $G_{f,man} \neq G_{f,man \text{ CMD}}$,手动控制燃料 $G_{f,man}$ 将以预先设定的速率缓慢跟随变化,直到等于 $G_{f,man \text{ CMD}}$ 为止。

当然,手动控制燃料量 $G_{f,man}$ 也必须在最小/最大限定值 $G_{f,min}$ 和 $G_{f,max}$ 之间变化。当 $G_{f,man}$ 不在最大值 $G_{f,max}$ 时,即 $G_{f,man} < G_{f,max}$ 时,表明系统采用手动控制操作,控制系统一般都会产生报警并且记录此操作事件,以便于事故查找。

2.7 停机控制系统

燃气轮机与电网解列以后的正常停机燃料控制系统与启动燃料控制系统一样,属于开环程序过程控制。亦即燃气轮机的停机过程一般按照一个预先设计好的过渡过程启动曲线顺序进行,称为停机程序(顺序)控制系统。机组的停机过程曲线确定之后,机组停机过程中的参数变化规律也就随之确定,因此,选择一条合理的机组停机过程曲线在停机控制系统设计中非常重要。

理论上讲,燃气轮机停机过程中,停机过程曲线可以是属于在零功率 $N_e = 0$ 线以下、熄火边界线和堵塞工况线以上所包含的区域内的任意曲线,而且停机过程曲线越接近熄

火边界和堵塞工况线,则意味着停机过程越快。但是,由于停机过程中透平进口燃气温度变化较剧烈,会产生较大的转子交变热应力,受热部件的寿命损耗也较大。对于重型结构的燃气轮机来说,剧烈的温度变化引起的热应力更大,从而严重消耗受热部件的使用寿命。从限制热应力角度出发要求限制温度下降的速度。因此,重型结构燃气轮机在设计和确定停机过程曲线时,必须充分考虑转子热应力限制,因而最终确定的停机过程曲线一般均比接近熄火边界和堵塞工况线的最快停机过程曲线高得多,停机所需的时间长得多,停机过程中的温度下降速度显著降低。

在非正常停机过程中,停机燃料量 $G_{f,SD}$ 升高到 $G_{f,max}$,从而确保在非正常停机状态时,停机过程燃料控制系统退出控制作用。

当机组处于正常停机状态,并且断路器已经断开,停机控制系统根据设定的停机过程曲线计算相应的燃料量 $G_{f,SD}$,从而使停机过程按照预定的最佳过程线进行。

2.8 减速转加速度控制系统

对于重型结构的燃气轮机来说,剧烈的温度变化引起的热应力很大,从而严重消耗受热部件的使用寿命。从限制热应力角度出发要求限制温度下降的速度。和前面升速转加速度控制系统类似,控制燃气轮机在正常停机过程中的转速下降速度,也就控制了燃气轮机的温度下降的速度。

如图 12.10-14 所示,与升速过程类似,燃气轮机的减速转加速度控制系统按照燃气轮机转速的变化率调整燃料流量 $G_{f,ACCDown}$,以减少对燃气轮机高温燃气通道零件的热冲击。它将转速的变化率(转速的微分)信号 dn/dt 与给定的转速加速度给定值 $(dn/dt)_s$ 进行比较:

(1) 如果转速变化率(负值)大于给定值(负值),即减速没有太快,则不断降低减速加速度控制值 $G_{f,ACCDown}$,使减速加速度控制系统退出控制。

(2) 如果转速变化率(负值)小于给定值(负值),即减速太快,则不断增加减速加速度控制值 $G_{f,ACCDown}$,从而减缓转速的下降速度。

所以减速加速度控制系统的功能只是限制转速的减速过快。

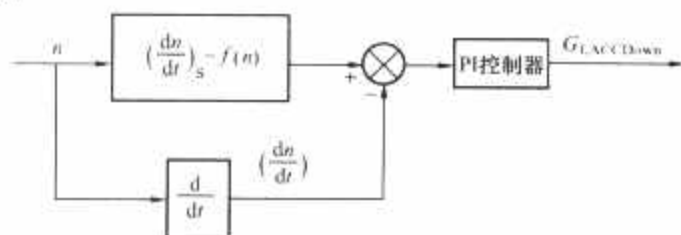


图 12.10-14 减速转加速度控制系统示意

由于转速变化率小于零只能发生在转速减少的动态过程,所以减速加速度控制系统仅在减速动态过程中起到限制作用,对稳态过程不会起控制作用,对加速动态过程也不起控制作用。

正常停机过程中的减速加速度给定值是转速的函数,在停机过程中,减速加速度控制有可能短时间的接替速度控制系统和/或停机控制系统而起控制作用,以防止减速过快,限制热应力,以减少轮机热通道部件的热冲击。

2.9 最小值控制系统

燃烧室稳定燃烧的前提是燃烧室内部具有合理的空气流量与燃料流量之比。燃气轮机的转速不同,所处的工况也不同,进入压气机的空气流量也不同,所以满足稳定燃烧所需

要的最低燃料流量也不同。本部分控制功能就是计算当燃气轮机停机过程中随着转速的降低所对应的最低燃料限定值 $G_{f,min}$ 。

当燃气轮机处于正常停机过程时,停机最小燃料量 $G_{f,min}$ 由停机曲线插值求得。否则 $G_{f,min}$ 将由正常运行曲线插值求出。

图 12.10-15 所示即为典型的燃气轮机最低燃料流量 $G_{f,min}$ 与换算转速 n_{cor} 关系曲线,其中图 12.10-15(a) 中曲线为停机曲线,图 12.10-15(b) 中曲线为正常运行曲线。

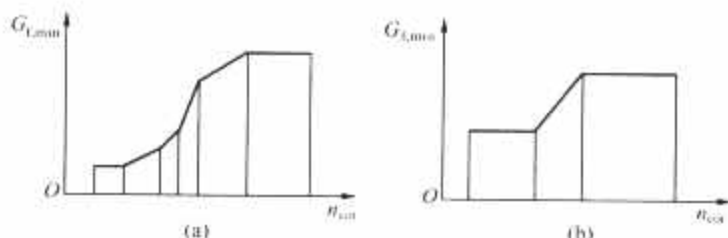


图 12.10-15 燃气轮机最低燃料流量 $G_{f,min}$ 与换算转速 n_{cor} 关系示意

(a) 停机过程; (b) 正常运行过程

由图 12.10-15 可知,换算转速 n_{cor} 越小, $G_{f,min}$ 越小。对应于某一换算转速 n_{cor} 下的最小燃料量 $G_{f,min}$ 计算出来后,作为图 12.10-2 所示的全部燃料控制系统的最小燃料流量的限制值。

2.10 燃料切换控制

为了适应燃气轮机机组使用液体/气体混合燃料运行,控制系统中应该配备燃料分解器系统。燃料分解器算法接受本次采样的燃料流量 G_f ,并把它分为液体燃料部分 G_{fL} 和气体燃料部分 G_{fG} 。

(1) 如果 $G_{fL} = G_f$, $G_{fG} = 0$,则表示所使用的燃料全部为液体燃料。

(2) 如果 $G_{fG} = G_f$, $G_{fL} = 0$,则表示所使用的燃料全部为气体燃料。

(3) 如果 $G_{fG} > 0$, $G_{fL} > 0$,并且保持 $G_f = G_{fL} + G_{fG}$,则表示机组所使用的燃料为“混合燃料”。

在燃气轮机转速到达点火转速和燃气轮机清吹计时器到时间以前,或者在燃气轮机到达工作转速以后,可以改变燃料混合状况。程序执行时将有大约 30s 的时间延迟,使在混合燃料变为液体或气体之前,对燃料管路进行彻底的清吹。此外在程序中还有其他保护措施,例如当气体燃料压力损失时,可以自动转换为液体燃料等。详细的逻辑关系比较复杂,需要结合具体的系统,这里不详细叙述。

下面简单示意讨论当燃气轮机正在运行时燃料的转换过程:

2.10.1 由液体燃料向气体燃料转换

如果燃气轮机正在使用完全液体燃料运行,操作人员输入气体燃料选择命令,则 G_{fL} 仍然保持原来的数值。但 G_{fG} 立即由 0 变为微小常数值,使气体控制阀微开。此后 30s 内,对燃料母管充气,并且慢慢建立气体燃料速比阀控制所需要的燃料气压力。

延时 30s 后,燃料分解器开始向下积分改变,随之使 G_{fL} 不断减少, $G_{fG} = G_f - G_{fL}$ 不断增加。直到 G_{fL} 变为最小值 0 为止,表示转换完成。使液体燃料泵离合器释放,电磁阀失电,液体燃料截止阀关闭,并开始使用雾化空气清吹液体燃料喷嘴的程序。 G_{fL} 和 G_{fG} 的变化过程如图 12.10-16 所示。

2.10.2 由完成气体燃料转换到液体燃料运行

如果燃气轮机正在使用完全气体燃料运行,操作人员输

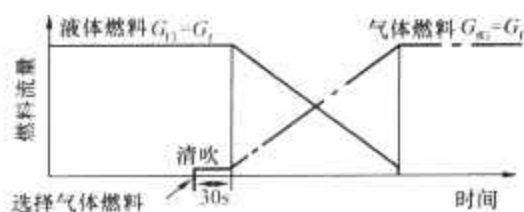


图 12.10-16 由完全液体燃料转换到完全气体燃料过程示意

入液体燃料选择命令，则 G_{RG} 仍然保持原来的数值。但 G_{RL} 立即由 0 变为微小常数。此后 30s 内，向燃料母管充油。如果此时气体燃料压力过低，则立即执行下一步。

延时 30s 后，燃料分解器开始向上积分，使 G_{RL} 随之不断增加， $G_{RG} = G_T - G_{RL}$ 不断减少。直到 G_{RG} 变为最小值 0 为止，表示转换完成。 G_{RL} 和 G_{RG} 的变化过程如图 12.10-17 所示。

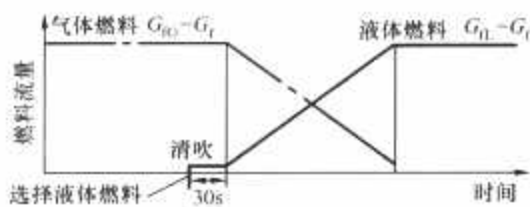


图 12.10-17 由完全气体燃料转换到完全液体燃料过程示意

2.11 主控制系统实例分析

一套实际使用的燃气轮机主控制系统既可以包含上述全部控制回路，也可以仅包含部分控制回路。

图 12.10-18 所示即为实际使用的某重型燃气轮机的主控系统，它由启动控制系统 FSRSU、转速控制系统 FSRN、停机控制系统 FSRSD、手动控制系统 FSRMAN、转加速度控制系统 FSRACC、温度控制系统 FSRT、最大值限制 FSRMAX 和最小值限制 FSRMIN 8 个燃料控制回路组成。每个控制回路都输出各自要求的燃料命令 FSR（燃料行程基准），它们通过一个最小/最大值选择环节，选择出的最终值作为执行的基准值输入给燃料控制系统。燃料控制系统保证实际进入燃烧室的燃料流量正比于 FSR 与转速信号的乘积。同一时刻 8 个控制系统中只有一个真正起到燃料控制作用。

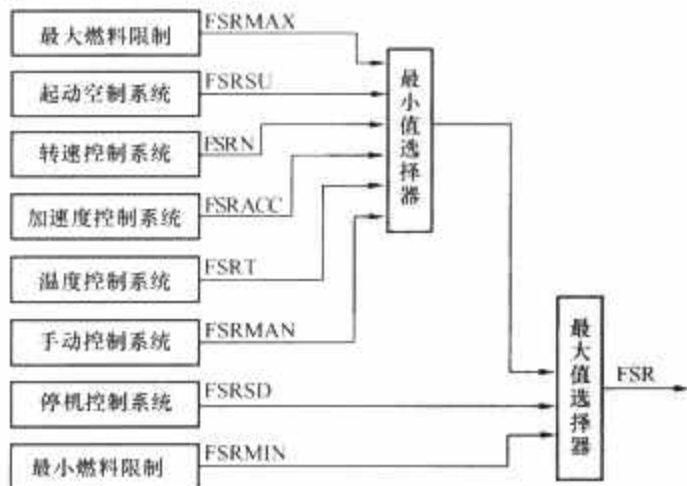


图 12.10-18 某重型燃气轮机发电机组主控制系统示意

在转速升高到 16%~20% 时，燃气轮机达到点火转速，燃料喷入燃烧室与空气混合，在燃烧室燃烧，产生较高的温升。燃料与空气的混合既要满足点火成功和稳定燃烧的条件，也要保证不至于机组超温。燃烧室稳定燃烧是由维持火焰不熄灭的最小燃料量 FSRMIN 限制来实现的。

当燃气轮机开始加速时，进入燃气轮机的空气流量增

加，必须相应增加进入燃烧室的燃料流量。这些主要由开环启动控制程序完成。轮机继续加速，直到控制器进入转速控制。

3 单轴燃气轮机的保护系统介绍

燃气轮机保护系统的功能是为了对各种故障进行监测和报警管理，在机组进入危险状态时发出报警和使燃气轮机紧急遮断停机。当保护系统超过一级时发出报警，超过二级时则使机组遮断。

保护系统的遮断动作一般采用两种途径迫使燃气轮机紧急停机：

- (1) 迅速切断燃料进入燃烧室的通道。
- (2) 迅速通过控制系统将燃料流量 G_T 下降到零。

燃气轮机的保护系统是由许多子系统组成的，图 12.10-19 所示即为某重型燃气轮机发电机组的保护系统示意图。当系统和部件出现故障或处于非正常运行条件时，例如传感器故障或者是它的连线出现故障，各种保护系统就会起作用。

需要特别强调说明的是，不同的机组以及同一型号机组的不同应用场合，其保护系统的组成都会有较大的差别。限于篇幅，本节仅仅是对一部分典型的保护功能加以原理介绍和说明，并不意味着燃气轮机的保护只有这些。

保护系统既能够对简单的遮断信号作出响应，例如压力开关或者系统的继电器故障，也能够对较复杂的热工仪表作出响应，例如超温、超速、振动和熄火。保护系统主要通过主保护控制逻辑来起作用，同时通过机械系统对燃气轮机的部件直接起作用。这样在任何情况下，都有两个基本独立的通道来切断燃料，即可以使用燃料控制阀和燃料截止阀。同时每个保护系统都设计为不依赖控制系统的独立系统，以避免出现因为控制系统故障而导致保护系统失效的可能性。

为了保证机组的安全正常运行，燃气轮机的保护系统的大部分报警和所有遮断应该具有自保持功能——闭锁。亦即，一旦系统发出该报警或者遮断逻辑信号，此逻辑信号将始终保持此状态，直到人工给予复位为止，即使燃气轮机已经退出了引起报警或者遮断的工况。

3.1 超速保护系统

超速保护系统监控燃气轮机的转速 n ，并把 n 与确定转速限制的给定点进行比较。如果转速大于给定点，则产生逻辑闭锁输出信号遮断燃气轮机。遮断信号将保持，直到操作员通过手动复位显示手动复位该闭锁为止。

进行机械超速螺栓试验时，通过预加偏置，可以预先升高电气超速给定点。选择手动控制显示的机械超速试验并按标有“超速试验”的命令靶标，便可进行上述工作。

典型的超速机械是带有闭锁的特殊双路阀。超速螺栓或在设备上手动遮断可以自动激发遮断机械装置。这两种情况中的任何一种，都必须在设备上上进行手动复位。

一般情况下，超速遮断限定值为 110%；而选择了超速实验后，超速遮断限定值为 113%。

如果燃烧室有火焰后，转速 n 信号小于 10%，则认为转速信号故障，也应该遮断机组。

例如，西门子的 Teleperm XP 控制系统中包含有硬件实现的超速保护和软件实现的超速保护：

- (1) 硬件超速保护是把 3 个通道的超速信号直接串入保护回路中，如果 2 个以上的通道达到保护值，则直接从回路上切断对主燃料阀门驱动电磁阀的电源，不经过任何控制器

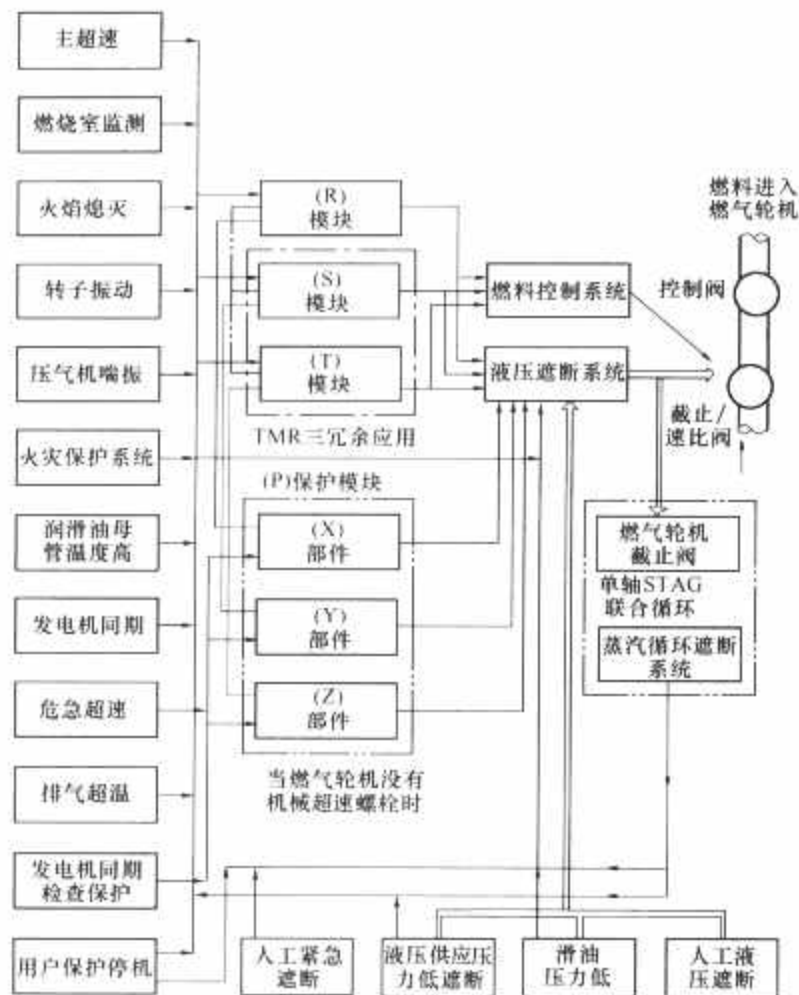


图 12.10-19 某重型燃气轮机发电机组保护系统示意

的处理，直接跳机。

(2) 软件超速保护是把 3 个通道的超速信号送入 95F 保护系统中，用该系统的中断保护功能来实现快速动作跳机。

3.2 超温保护系统

排气超温保护系统防止燃气轮机受到超温允许所引起的可能损伤。它是一个后备的保护系统，仅在转速和温度控制系统失效以后，才有可能参与动作。

在正常运行状态下，当达到燃烧温度限制线时，排气温度控制系统发挥作用，控制燃料流量。然而当处于故障状态时，排气温度和燃料流量都会超过此控制限制。无论何种情况，超温保护系统在遮断机组之前，都会发出超温报警信息。以便提示运行人员减少机组的负荷，以免遮断机组。如果温度增加到很高的数值时，必须遮断机组。

例如，在西门子的 Teleperm XP 控制系统中，排气温度的保护主要有温度高保护、热点保护、冷点保护等。温度高保护是在 24 个温度测点中取 6 个测点，如其中的 3 个或 3 个以上测点都高于保护动作值则保护动作；冷点保护是把单个测点的测量温度与 24 个测点的平均温度比较，如连续 2 点的温度偏差在报警值以上则系统报警，连续 3 点的温度偏差在报警值以上则燃气轮机保持负荷，连续 4 点或以上温度偏差大于报警值则保护系统动作；热点保护也是把单个测点的测量温度与 24 个测点的平均温度比较，如任何一点的偏差达到报警值则系统报警，如达到保护动作值则燃气轮机遮断。

3.3 燃烧监测保护系统

燃烧监测系统的主要作用是当燃烧系统恶化时，减少将危险扩大至燃气轮机机组整体的可能性。通过检查温控系统的排气温度和压气机出口温度变化进行逻辑计算与判断，一旦判断可能出现的异常状态，燃烧监测器就会发出警告和保

护信号，并将信号送入燃气轮机的控制盘。

判断燃烧系统是否异常的依据是当燃气通过透平时是否经过充分地混合，因为不均匀的进口特性将产生不均匀的出口特性。不均匀的入口特性可能是因为燃烧室过渡段破裂，燃烧室没有燃料或者熄灭，或其他燃烧故障所致。

燃气轮机机组的出口温度测点和处理方式不同，相应控制系统采用的逻辑计算与判断方法不同。下面以 GE 重型燃气轮机及 Mark 系列控制系统为例说明。

(1) 排气温度测量与处理。GE 重型燃气轮机的热电偶排气温度信号分别连接到 3 个控制模块中以便于冗余，组成向量 TTXDR、TTXDS、TTXDT。如图 12.10-20 所示，经过冷端补偿的所有的温度数据都传送给所有的控制模块，并且按照温度从大到小顺序排序得到向量 TTXD2，自动去除故障热电偶的数据，再将剩余的温度数据平均计算，得到可用于控制算法的排气温度反馈值 TTXM。

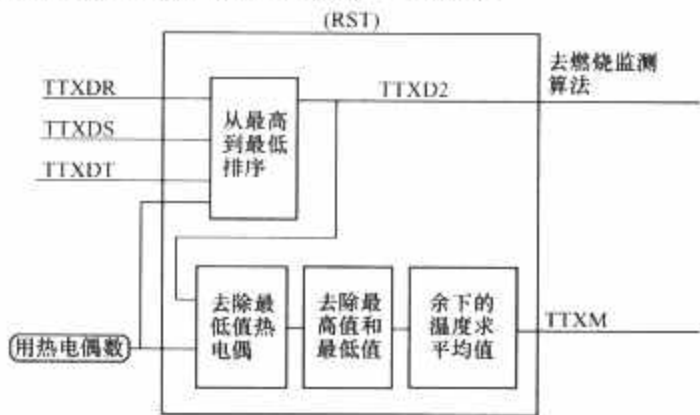


图 12.10-20 排气温度处理简图

(2) 检查排气热电偶之间分散度，如果超过容许的温度分散度，则报警和遮断。如图 12.10-21 所示。

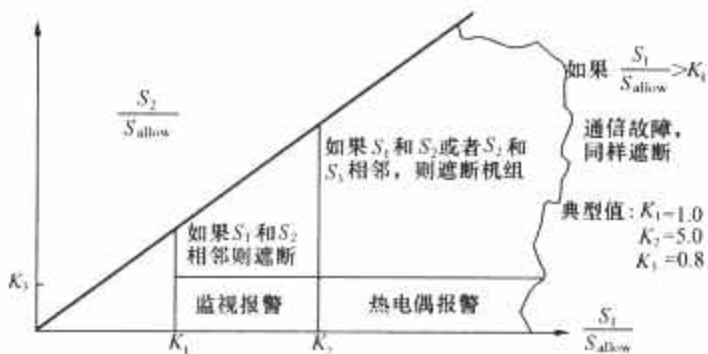


图 12.10-21 排气温度分散度限制示意

容许的分散度 S_{allow} 是平均排气温度 TTXM 和压气机出口温度 CTD 的函数关系

$$S_{allow} = TTXM \times C_1 - CTD \times C_2 + C_3$$

式中： C_1 、 C_2 、 C_3 为常数。

排气温度增加，容许的分散度增加，压气机出口温度增加将减少容许排气温度分散度。在 G_r 迅速变化时，例如启动、燃料转换等，容许的分散度可以适当增加。

应用已经排好序的排气温度数组 TTXD2，得到机组实际的分散度：

- 1) 最高的与最低的热电偶读数间的差值 S_1 。
- 2) 最高的与次最低的热电偶读数间的差值 S_2 。
- 3) 最高的与次次最低的热电偶读数间的差值 S_3 。

当燃气轮机运行在运行转速以上，并且不在停机状态时，大约 1min 以后，表示燃气轮机工况已经基本稳定，此时可以将实际分散度与允许分散度比较，从而得到分散度的逻辑状态：

1) 如果排气温度分散度太高，并且持续一定时间，则遮断机组。

2) 如果任何热电偶的读数值所产生的偏差超过某一常数(通常为5倍于所允许的偏差值), 就会造成热电偶报警。如果持续4s内该条件始终存在, 则报警将被设置并闭锁。并显示报警信息:“排气温度热电偶故障”。

3) 如果两个热电偶的读数值所产生的偏差超过一个常数(通常是允许的偏差值), 就会产生一个延时、闭锁的报警。

西门子的 Teleperm XP 系统中对燃烧室的保护信号主要有嗡鸣保护、加速度保护、火焰监测保护等。其中的嗡鸣保护主要是通过测量燃烧室的脉动压力来实现, 如果两个测点中的一个正确测量到了超出规定范围之外的压力值, 则机组降负荷, 若持续一段时间后仍然存在报警则机组保护动作。而加速度保护是通过加速度探头来测量燃烧室的状态, 其保护设有如下4个设定值, 并根据不同的设定来进行不同的保护动作, 从降负荷到保护停机等。具体为: 保护一时减少燃气轮机负荷约6MW; 保护二时减少负荷约6MW, 如持续10s以上则跳机; 保护三时减少负荷15MW, 如持续13s以上则跳机; 保护四时则直接停机。

3.4 热通道温度保护系统

热通道(即轮间)温度保护系统主要监测透平各级轮间温度, 判断透平的冷却效果, 防止热通道部件热损伤过大。

为提高可靠性, 三菱设计的系统采用多达20个热电偶用以测量热通道的温度, 20个温度信号经过适当处理得到实际温度信号。温度设定值是燃烧室压力(压气机出口压力)的函数。如果:

(1) 如果叶片通道温度太高, 则遮断机组。

(2) 如果叶片通道温度的设定值与实际值偏差过高, 则遮断机组。

(3) 当任一测量通道的温度测量值与平均值的偏差超过遮断设定值, 同时任一相邻通道的热电偶的测量值与平均值的偏差也超过报警设定值或变化过快, 则认为该测量通道的温度偏差过大, 遮断机组。

GE公司的系统在透平轮间的10个不同截面上, 分别安装有10对热电偶。如果:

(1) 当每个截面上的一对热电偶的平均值大于设定的温度限制值时, 表明机组超温, 则发出“轮间温度太高”报警, 但不遮断机组。启动过程中, 温度变化较剧烈, 此温度限制值均加上一个修正值, 在燃气轮机启动程序完成约60min以后, 此修正值才取消。

(2) 将同一截面上的两个轮间温度相减, 如果两种之间差值的绝对值大于设定的温度限制值时, 则发出“轮间温度相差太大”报警, 但不遮断机组。

3.5 热悬挂监测

从机组允许启动开始, 到燃气轮机达到工作转速, 即转速到达97.5%为止的整个启动过程, 必须始终监测燃气轮机防止其进入热悬挂状态。把当前采样的燃气轮机的转速值和本次启动过程中曾经达到过的最高转速值进行比较, 如果两者之差大于预先确定的限制值, 则认为机组进入热悬挂状态, 并且遮断机组。

为了防止瞬态过程的随机转速差为负引起的误遮断, 需要一个时间延迟后才能最终确认机组是否真正进入热悬挂状态。

3.6 喘振保护

喘振是压气机工作中的非稳定工况, 在此工况下正常的

气流流动和增压已经被完全破坏, 气动参数随时间剧烈变化, 并产生巨大的声响和机器振动。在这种工况下运行对设备是极其危险的, 因此在机组的整个运行过程中, 必须始终监测燃气轮机防止其进入喘振状态, 而且对喘振保护的测量和处理逻辑都要求非常迅速。

例如, 西门子的 Teleperm XP 系统中对喘振保护采用了快速反应的中断保护方式。其保护原理是检测压气机入口高流速处和低流速处之间的压差, 当两处压力差异很小, 而转速达到一定转速以上时, 则认为喘振可能发生, 立即遮断机组。

3.7 振动保护系统

振动保护控制系统接收来自燃气轮机和发电机的速度型振动传感器输入。应用比较器监控这些输入。如果任何一个传感器总是产生错误的输入(即数值太高或太低), 则表示该传感器已经发生故障, 应该报警提示操作员。

如果任何一个传感器的振动值保持高于“振动高报警设定点”的时间大于规定的时间, 则给出机组“振动高”报警。

在下列情况下, 燃气轮机将因为超振而被遮断:

(1) 如果任一输入的振动值超过遮断值, 而且与此输入相邻的任何一输入均被禁用。

(2) 如果有一输入的振动值已达到遮断值, 并且另外一个通道的振动值已达报警值。

(3) 此外, 如果一项输入的振动值达到遮断水平, 而且有两个或两个以上的燃气轮机传感器失效或发生故障, 则燃气轮机也将被遮断。

上面的遮断报警都是在振动条件满足并且保持一段时间后才被设置的。同时, 一旦出现遮断, 则遮断逻辑被闭锁, 直到采用手动复位该报警为止。

3.8 火焰监测系统

火焰监测器完成两个功能, 一个用于程序系统, 一个用于保护系统。在正常运行期间, 当燃烧室已经建立起火焰时, 火焰监测器给出信号, 并允许启动程序继续。在燃气轮机运行期间, 如果火焰监测器发现熄火, 立即切断燃料。否则容易在透平与排气通道中的任意零部件上形成燃料堆积, 有可能引起爆炸。

西门子的 Teleperm XP 的火焰监测保护是监视燃烧室的火焰燃烧状况, 它并不监视单个燃烧器的燃烧, 而是监测燃烧器组的状态。如果在机组运行期间两个探头的检测信号均为无火焰则遮断燃气轮机。点火时有一个时间延迟, 在主气阀(ESV)打开3s后开始检测, 如果9s内没有检测到火焰燃烧的信号则认为点火失败, 遮断燃气轮机。

GE和三菱机组都采用多余度形式的火焰检测系统, 即安装四个火焰探测器, 对燃烧室的燃烧情况进行检测, 只要有两条通道检测到火焰便可运行, 有任何三条通道熄火则遮断。在燃气轮机达到工作转速以前, 如果熄火, 上述两类系统均有1s时间的延迟, 这是火焰闪烁保护。熄火时同时进行遮断和报警。

一旦在燃烧室监测到有火焰, 则有火计时器开始累计计时, 以作为进行机组的维护与维修的依据。

4 单轴燃气轮机的IGV连续控制系统

当燃气轮机的进口导叶安装角度 α 采用二位式控制方式, 即启动过程中压气机进口导叶关小至最小角度 α_{\min} , 运

行时打开至最大角度 α_{\max} 。或者是当燃气轮机的进口导叶 α 控制按照相似转速规律 $\alpha = \alpha(n/\sqrt{T_1^*})$ 变化时, 相当于压气机进口导叶不可调燃气轮机的控制。

当燃气轮机处于部分负荷状态时, 进口导叶安装角度 α 控制一般采用其他控制规律, 此时燃气轮机变为双变量控制系统, 可以同时独立地控制转速与温度。通常转速控制系统改变燃料流量 G_f , 而应用燃气温度控制系统改变压气机的进口导叶安装角度 α 。当燃气温度超过给定值时, 开大压气机进口导叶安装角度 α , 增加空气流量, 燃气温度下降。当燃气温度低于给定值时, 关小压气机进口导叶安装角度 α , 减少空气流量, 燃气温度上升。从而把燃气温度保持在给定值, 以使燃气轮机在部分负荷时能够沿着等温线运行。结果使得燃气轮机的部分负荷热效率降低减慢。如果燃气轮机参加联合循环, 由前面分析可知, 采用上述温度控制系统可以明显提高联合循环系统在部分负荷时的热效率。

控制 IGV 的方式有以下几种:

(1) 进口可转导叶通常由一个打开或关闭电磁阀的命令控制。这种控制方法一般应用在燃气轮机的启动过程中, 启动时首先关小 IGV, 使压气机喘振边界上移, 防止机组在启动过程喘振; 当达到正常运行转速时, 完全打开 IGV, 从而增加机组的效率。这种方法比较简单, 主要在早期的燃气轮机上使用。

(2) 部分转速下采用按照换算转速连续变化的控制方式。当燃气轮机的换算转速小于某一个转速 (如 85%) 时, IGV 角度关闭为最小值 (如 34°), 当燃气轮机的换算转速大于此转速以后, IGV 角度开始变化。并且随着换算转速的增大, IGV 角度逐步增大, 直到最大值 (如 84°)。

(3) 在部分负荷下 IGV 实行温度控制方式。在部分负荷下, 尤其对燃气轮机排气进入余热锅炉的联合循环系统, 关小 IGV, 减少压气机进口的空气流量, 提高透平的出口排气温度, 使燃气轮机的效率大致不变, 联合循环装置的总效率得到改善。

(4) 除以上自动控制方式外, 也可以对 IGV 进行手动控制。

图 12.10-22 所示即为 GE 公司的 Mark 系列控制系统所应用的 IGV 控制策略。所需要的 IGV 角度由软件计算, 控制算法选择最小的进口导叶角度控制信号, 并作为伺服放大器的基准与实际的导叶角度反馈进行比较来调整回路, 实现无差控制。

5 单轴燃气轮机的顺序控制系统

燃气轮机的顺序系统的功能是根据预先确定的逻辑条件, 顺序的控制燃气轮机的所有具有二位式作用的辅助设

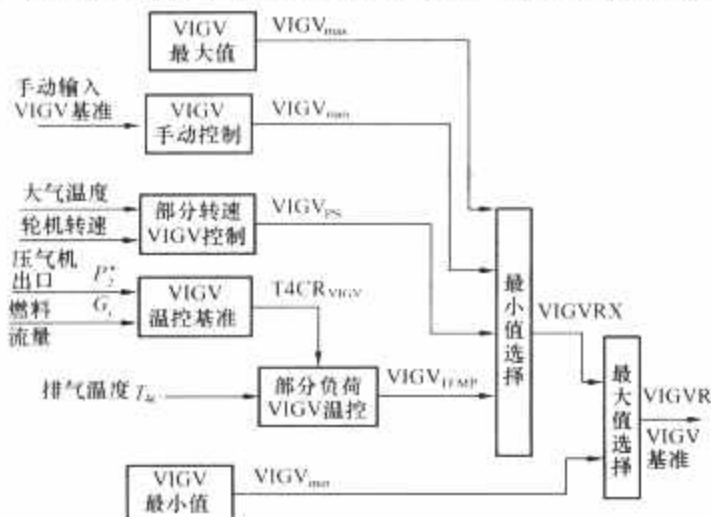


图 12.10-22 VIGV 控制系统示意

备。例如启动离合器的啮合与脱开, 各种辅机泵的启动与停机, 各种二位动作的阀门的打开与关闭等。

燃气轮机的顺序系统主要用于机组的启动、停机控制过程。

顺序控制系统与燃气轮机的主控制系统和保护系统是紧密配合、相互联系的。它发出顺序信号, 使有关部分按照预定的程序进行工作, 又根据送来的信号作出诸如开机、停机、再启动或者是否使程序继续进行下去的判断。

例如, 在西门子 Teleperm XP 控制系统中, 燃气轮机的顺序启停主要是在开环控制系统中实现的, 采用 SGC 子组控制算法来实现对燃气轮机和各辅助系统的启停顺序控制, 主要包括天然气模块、润滑油模块、盘车系统、控制油模块、SFC 锅炉吹扫程序等。其原理如图 12.10-23 所示。

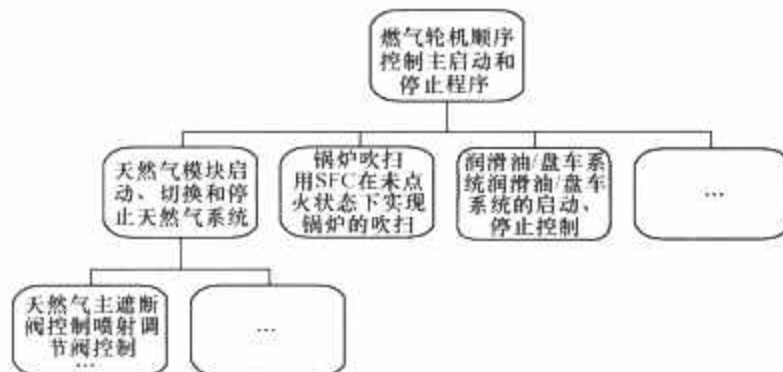


图 12.10-23 SGC 顺序控制原理图

通过燃气轮机顺序控制主程序的执行, 按照实际需要自动启动如锅炉吹扫、盘车系统、天然气系统及各辅助系统。这样在各子系统正常工作的基础上就实现了燃气轮机的顺序启停控制。

6 分轴燃气轮机调节的特点与原则方案

分轴燃气轮机组最重要的特点是压气机轴和负荷轴之间只有气体联系, 而没有机械联系, 所以负荷特性对机组的运行工况影响不大。不管所带负荷是恒速还是变速, 压气机轴的转速、空气流量、透平前温度 T_1^* 、压气机压比等参数随着负荷的改变, 基本上按同一规律变化, 相差不大。随着负荷的降低, 压气机轴转速下降, 空气流量、压比也相应降低。由于压气机轴是较大幅度变速运行的, 不跟负荷轴连在一起, 而动力透平由 1~2 级透平组成, 转动惯量较小, 这就给调节带来了一系列新的问题。

6.1 加载与减载过程

如果机组原在慢车 (或者称为怠速) 工况, 现在要求迅速增加负荷, 例如由于电负荷的增加, 动力透平的转速 n_{PT} 迅速降低, 机组通过它的转速调节系统, 按静特性要求给燃烧室迅速增加燃料量, 但是这样做对分轴机组是不允许的。从前面第 9 章分轴燃气轮机的平衡运行线可以看出, 如果在压气机轴转速 n_c 没有升上去之前向燃烧室迅速增加燃料量会使压气机发生喘振。在较高转速时, 即使不进入喘振线也还有最高温度限制的问题。所以, 分轴燃气轮机从低工况到高工况的加载过程不能随便组织, 而必须加以控制, 防止喘振和超温。

对调节系统而言, 必须采取必要的措施使燃料量随着 n_c 的提升来逐步增加, 虽然后面动力透平的转速已降低, 要求迅速增加燃料, 但是进入燃烧室的燃料量必须严格受 n_c 的控制。这是分轴燃气轮机调节的一个很主要的特点。这条加载过程线的具体规律为: 在低转速时, 和喘振线保持

一定距离以留下一定的安全裕量；在高转速时，主要受所允许的最高温度限制。如果加载过程（亦称为加速过程）沿这条线进行，那么在每一个转速 n_c 进入燃烧室的燃料量就完全确定了。因为这根加载线上的每一点上的参数都是已知的。每一个转速对应一定的空气流量、燃气温度和压比。可以根据一般的热平衡公式计算出燃料量。

也可以把上面所介绍的燃料量— n_c 的关系转变为燃料量—压气机出口压力 p_2 的关系。因为给定了加载线以后，对于每一个 p_2 ，其他参数也就确定了。

对于分轴燃气轮机而言，突然减载还会存在燃烧室容易吹熄的问题。具体原因有两个：

(1) 和单轴、恒速机组相比，由于压气机转速、流量随着负荷的减少而降低，所以怠速空载时的燃料量比较小。如此小的燃料量只有在较小的空气流量时才不会被吹熄。

(2) 由于压气机转子的转动惯量较大，它的升速和降速都需要有一个过程，不会突然升高，也不会突然降低。当原机组在较大负荷运行时，突然把负荷卸去，动力透平扭矩大于发电机阻力矩，加速的剩余扭矩很大，加之它的惯性又较小，所以转速 n_{PT} 迅速上升，通过它的 n_{PT} 转速调节系统减少燃料量。燃料量迅速减少了，空气流量有什么变化呢。由于压气机轴的转动惯量大，转速 n_c 在一段时间内仍然很高，空气流量仍然很大，从而很容易使燃烧室吹熄。

为此，可以采用以下两种措施：一是限制燃烧室的最小燃料量，使在过渡过程中进入燃烧室的燃料量不能小于某一个定值，即使在减载过程中 n_{PT} 继续升高、要求把燃料量减得更少时，有相应的措施来限制燃料量的进一步减少。二是原则上和加载过程一样，由 p_2 来控制减载过程中燃料量的多少。既然不同的空气流量有自己的熄火极限，那么就可以按照空气流量减少的程度来控制保证不熄火的燃料量。

具体的减载过程线可以如此组织：开始时燃料量可以下降一大块，保证在额定空气流量下不熄火。然后，随着转速 n_c 的降低、空气流量的减少，再进一步减少燃料量。显然，只要减载线一给定，对应每一个 p_2 就有一个确定的、保证不熄火的燃料量。

6.2 甩负荷过程中的超速问题

由于分轴燃气轮机的动力透平和压气机是分开的，所以在甩负荷时很容易超速。有时转速 n_{PT} 的超调量会达到转子、叶片强度所不允许的程度，引起危急保安器动作。原因如下：

(1) 动力透平不和压气机转子连接在一起，动力透平转子转动惯量较小，加速快。

(2) 动力透平不和压气机转子连接在一起，在转速升高时，没有像在单轴燃气轮机中压气机阻力矩有抑制转速升高的作用（转速越高，压气机的阻力矩也就越大，从而能够抑制整个转子加速）。

(3) 压气机轴与负荷没有直接联系，转动惯量又较大，在甩负荷以后，转速 n_c 一时下不来，仍然在一个时期内给动力透平供应大流量的高压燃气，使得动力透平转子的转速 n_{PT} 继续升高。

所以，超速问题对分轴机组是比较突出的。为了防止动力透平在甩负荷时超速过大，一般采用两方面的措施：

(1) 使调节机构尽快动作，尽可能快地大幅度地减少燃料量（当然要保证不熄火），为此除了 n_{PT} 信号外还引入 n_{PT} 的微分信号 dn_{PT}/dt （亦即采用PD调节器）。有时还直接采用电负荷信号，只要负荷一减少，不等动力透平转子在剩余

转矩作用下转速升高，就通过负荷信号的变化把燃料量降到很小。使减少燃料量的动作提前几秒钟，从而有效地改善甩负荷时的过渡过程，减少 n_{PT} 的超调量。

(2) 如果上述措施还不能满足要求，则采用打开流通截面排空阀的方法，把大量的燃气或是压缩空气排入大气，使通过动力透平的流量减少，从而抑制其转速的上升。

排空阀既可以安装在高压透平与动力透平之间，把从高压透平出来的一部分燃气排空，只减少进入动力透平的燃气流量。也可以安装在压气机出口，把一部分从压气机出来的压缩空气排空。从某种意义上讲，后一种方法更有效一些，因为它不仅减少进入动力透平的流量，抑制其升速；同时也减少进入高压透平的流量，使压气机轴减速得更快一些。此外，由于在压气机后放气，进入燃烧室的空气流量减少了，在保证不熄火的前提下可以把燃料量减得更少一些。

不过在采用压气机后放气方法时，要注意燃料量减少与放气阀打开的配合问题。如果燃料量还没有降低到应有的程度，而排空阀已打开，使进入燃烧室的空气流量大大减少，容易引起超温。所以必须是燃料量下降到一点程度以后，再去打开排空阀。

比较好的办法是用最小燃料量的信号来控制排空阀的关闭。电负荷甩掉以后，当燃料量减至最小值时，控制系统发出信号使排气阀打开，这样可以排除超温的可能性。

6.3 动力透平的可调喷嘴

有些分轴燃气轮机把动力透平的第一级喷嘴设计成可调的。随着工况的变化，调整这一级喷嘴的安装角，重新分配高压透平与动力透平之间的焓降，从而使工况变化按照所需要的运行线进行。

分轴燃气轮机装有可调喷嘴能起到如下几个主要功能：

(1) 通过可调喷嘴可以控制在压气机特性曲线上平衡运行线的走向。

(2) 用可调喷嘴必要时可以提高机组出力。

(3) 用开大可调喷嘴来补偿大气温度上升所引起的功率下降。

(4) 用可调喷嘴可以更合理地组织机组的启动过程。

(5) 用可调喷嘴减少动力透平在甩负荷时的转速超调量。

分轴机组的可调喷嘴的调节除了正常平衡运行时每个工况有一个相应的开度外，对启动和甩负荷过程还要另有信号来单独控制。

由于有了可调喷嘴，多了一个控制手段，从而也就多了一个自动控制回路，使整个机组的自动控制系统复杂化。因而必须关注燃料量控制回路与可调喷嘴控制回路之间的配合问题，以保证在两个回路的共同作用下整个系统有较好的稳定性与过渡过程。

6.4 分轴机组的转速控制回路

分轴燃气轮机有两根轴，对这两根轴的转速应分别加以控制，亦即分轴机组的控制系统中包含有两个转速控制回路。

(1) 压气机轴的转速控制回路。因为整个机组的流量、压比、功率等主要参数都取决于这根轴的转速，在启动过程中启动机带动的也是这根轴。所以，这根轴转速控制的出发点是：

1) 合理地组织启动过程。在一定的 n_c 时点火喷燃料，

随着这根轴的转速升高,逐渐增加燃料量,或是抑制这根轴的加速率。

2) 在加载/减载过程中,按照这根轴的转速大小来增加/减少进入燃烧室的燃料量。当然,也可以按压机出口压力来组织燃料量。

3) 按这根轴的转速信号和其他参数的信号一起来控制可调喷嘴(如果有的话)。

4) 在运行中限制这根轴的最大转速,从而也就限制了机组的最大功率。

(2) 动力透平轴的转速控制回路。如果分轴燃气轮机用

来带动交流发电机,则这根轴的转速信号和单轴发电用的燃气轮机的转速信号一样,与相应的转速基准、燃料量反馈信号(或负荷信号)等组成调速系统,既可以是有差,也可以是无差。

如果分轴燃气轮机用来带动输气管道中的天然气压缩机,或者是通过机械传动来带动机车的车轮,则动力透平转速的控制要简单一些,只要有一个最高转速限制就可以了。在启动过程中动力透平轴的转速 n_{PT} 不起什么作用。

所以,两根轴,两个速度控制回路,各有各的要求,在整个分轴燃气轮机的调节系统中,所起的作用也很不相同。

第 11 章 常规的燃气—蒸汽联合循环机组

1 联合循环机组的配置、参数的选择与热平衡

1.1 典型联合循环

燃气—蒸汽联合循环工作过程是在燃气轮机循环的基础上, 将燃气轮机排气送入余热锅炉加热给水, 产生的过热蒸汽引入汽轮机中做功, 汽轮机排汽再进入凝汽器中放热, 这样既增加了总输出功率, 又利用了燃气轮机余热, 使整个循环的热效率得以提高。

图 12.11-1 所示为燃气—蒸汽联合循环的 T - S 图。其循环过程如下:

- (1) 1-2 为空气在压气机中的压缩过程。
- (2) 2-3 为空气和燃料在燃烧室内的燃烧过程。
- (3) 3-4 为燃气在燃气轮机中的膨胀做功过程。
- (4) 4-5-1 为燃气轮机排气放热过程。
- (5) 6-11 为给水压缩过程。
- (6) 11-7-8-9 为给水及水蒸气吸热过程。
- (7) 9-10 为水蒸气在汽轮机中的做功过程。
- (8) 10-6 为汽轮机排汽冷凝放热过程。

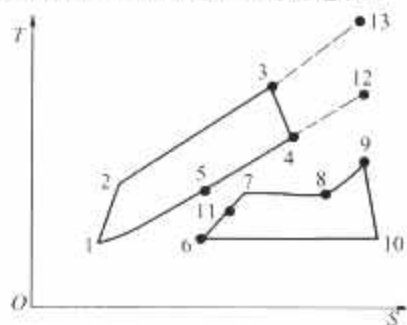


图 12.11-1 燃气—蒸汽联合循环 T - S 图

燃气—蒸汽联合循环按照燃气排放热量被蒸汽循环利用方式以及蒸汽锅炉结构形式的不同, 可以分为不补燃余热锅炉型联合循环、补燃余热锅炉型联合循环、增压锅炉型联合循环; 根据燃气轮机做功工质的不同, 还有程氏双流体联合循环和 HAT (Humid Air Turbine) 湿空气透平联合循环。

1.1.1 不补燃余热锅炉型联合循环

不补燃余热锅炉型联合循环系统如图 12.11-2 所示, 燃气轮机的排气引入余热锅炉中, 利用其余热将给水从工况点 11 (见图 12.11-1) 起始加热升温, 变为具有一定压力的过热蒸汽, 余热锅炉为热交换器, 结构简单, 造价低, 但其容量与参数取决于燃气轮机的排气量和温度。在该系统中蒸汽的初温 T_9 受到燃气轮机排气温度 T_4 的限制, 即 $T_9 < T_4$, 而且蒸汽量也有限, 因而机组的总输出功率不可能很大。汽轮机的发电功率约占联合循环总功率的 1/3。

不补燃的余热锅炉型燃气—蒸汽联合循环的主要优点是:

(1) 热能转换效率高。若燃气轮机的燃气初温为 1000°C , 则联合循环热效率可达 $40\% \sim 45\%$ 。当燃用天然气并把燃气轮机的初温提高到 $1200 \sim 1300^{\circ}\text{C}$ 后, 热效率可以达到 50% 以上, 目前最高已超过 60% 。

(2) 基本投资费用低, 结构简单, 锅炉和厂房都很小。

(3) 运行可靠性高, 现已能做到 $90\% \sim 98\%$ 的运行可用率。

(4) 启动快, 在 $18 \sim 20\text{min}$ 内便能使联合循环发出 $2/3$ 的功率, 80min 内可带满负荷。

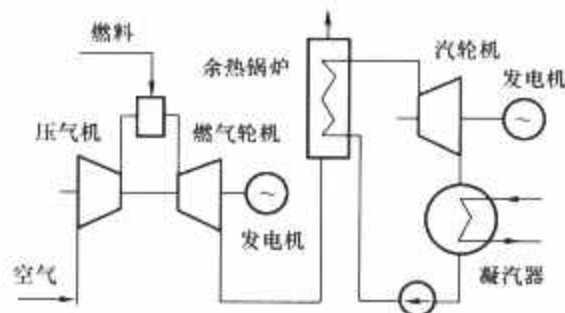


图 12.11-2 不补燃余热锅炉联合循环

1.1.2 补燃余热锅炉型联合循环

补燃余热锅炉型联合循环系统如图 12.11-3 所示, 在循环中除燃气轮机的排气引入余热锅炉之外, 还补充部分燃料 (即可在燃气轮机的排气通道中, 也可在余热锅炉中) 引入燃烧。

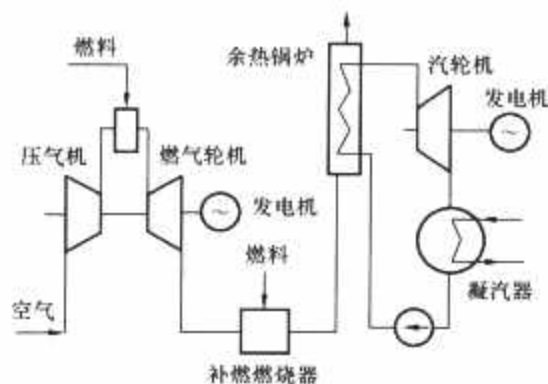


图 12.11-3 补燃余热锅炉型联合循环

温度为 T_4 的燃气轮机排气 (见图 12.11-1) 进入余热锅炉, 并被燃料补充燃烧加热到 T_{12} , 进而被冷却降温到 T_5 , 由此释放出来的热能被用来加热给水, 使之也经历过程 6-11-7-8-9, 变为压力和温度更高的过热蒸汽。在该方案中由于 $T_{12} > T_4$, 因而蒸汽的初温 T_9 可以高于 T_4 , 而蒸汽量也可以大幅度地增加, 汽轮机发出的功率可以剧增, 可比燃气轮机的功率高出 $2 \sim 6$ 倍。根据燃气轮机的排气温度, 可确定一个使机组效率最高的最佳补燃量, 补燃可用煤或其他廉价燃料。

补燃余热锅炉型燃气—蒸汽联合循环的主要优点是:

(1) 装置的尺寸小、占地少、投资低。

(2) 运行机动性好。当在进气道与排气道之间安装一套阀门系统后, 燃气轮机就可以单独运行, 在夏天气温高致使机组出力不足时可以利用加压风机给余热锅炉补充新鲜空气, 这样就可以在余热锅炉中多补烧燃料以提高整个装置的出力。当燃气轮机故障时, 则可以利用强迫鼓风机供风, 保证汽轮机系统也能单独运行。

(3) 部分负荷工况下装置的热效率比较高。

(4) 在余热锅炉中可以烧煤或其他劣质燃料。

(5) 蒸汽参数不受燃气轮机排气温度的限制, 可以采用效率较高的汽轮机循环与之匹配, 机组的总功率较大。

1.1.3 增压锅炉型联合循环

增压锅炉型联合循环系统如图 12.11-4 所示。此方案中,燃气轮机的燃烧室与蒸汽循环的增压锅炉合二为一,因而由压气机送来的温度为 T_2 的空气(见图 12.11-1),首先在增压锅炉中被燃烧加热到 T_{13} ,进而经放热过程 13-3 释放出来的热能用来加热给水,使其经历过程 11-7-8-9 变成过热蒸汽,供汽轮机使用。增压锅炉中的燃气在温度降低到 T_3 后,将被送到燃气透平中去膨胀做功,燃气轮机的排气在温度 T_4 下被用来加热给水,使其沿过程线 6-11 升温。

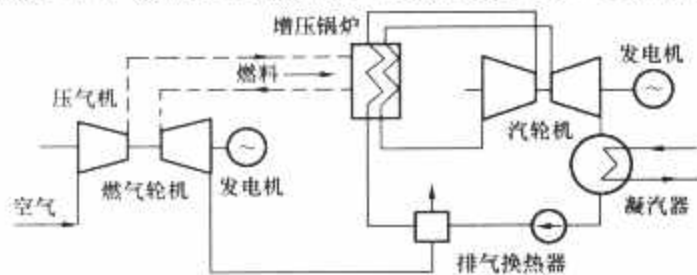


图 12.11-4 增压锅炉型联合循环

增压锅炉型联合循环的特点是以压气机取代送风机,空气压缩到 $0.6 \sim 1\text{MPa}$ 后,引入增压锅炉(又称 Velox 锅炉),将增压锅炉和燃气轮机的燃烧室合二为一。增压锅炉传热面积大为减少,锅炉体积可缩至 $1/6 \sim 1/5$,其金属耗量、厂房投资等大为降低。增压锅炉启动时间只需 $7 \sim 8\text{min}$,当燃气轮机的初温提高到 1300°C 后,增压锅炉型联合循环的供电效率有望超过 50% 。理论研究表明:当燃气轮机初温低于 1250°C 时,增压锅炉型联合循环的热效率总是大于不补燃的余热锅炉型联合循环的效率。

1.2 联合循环机组的性能分析指标与热平衡计算

1.2.1 两个基本特性参数

联合循环的两个基本特性参数是热效率和功比率。热效率是指通过燃气轮机获得的轴功和通过汽轮机获得的轴功之和与系统加入的燃料热之比。功比率是指汽轮机轴功与燃气轮机轴功之比。

1.2.2 联合循环的热效率计算

1.2.2.1 燃气轮机的能量平衡

图 12.11-5 所示为常规的有补燃的余热锅炉型燃气—蒸汽联合循环系统图。

燃气轮机的能量平衡式

$$Q_1 + Q_0 \eta_{r1} = P_{GT}^0 + Q_{A1} + Q_{c1} + Q_{c2} \quad (12.11-1)$$

式中: Q_1 为进入压气机空气所带的热能; Q_0 为燃料燃烧释放的热量; η_{r1} 为燃烧室效率; P_{GT}^0 为燃气轮机的轴端功率; Q_{A1} 为燃气轮机对外泄漏的空气所携带的热量; Q_{c1} 为燃气轮机排气带走的热量; Q_{c2} 为燃气轮机的空气冷却器带走的热量。

燃气轮机的发电功率 P_{GT} 为

$$P_{GT} = P_{GT}^0 \eta_{km} \eta_{rg} \quad (12.11-2)$$

式中: η_{km} 为燃气轮机装置的机械效率; η_{rg} 为燃气轮机装置的发电机效率。

燃气轮机装置的循环效率为

$$\eta_{GT}^0 = \frac{P_{GT}^0}{Q_0} \quad (12.11-3)$$

1.2.2.2 余热锅炉能量平衡

余热锅炉能量平衡式

$$Q_{c1} + Q_{su} + Q_{w1} = Q_{s1} + Q_{rh} + Q_{s4} + Q_{A2} \quad (12.11-4)$$

$$Q_{su} = A Q_0 \eta_{r2} \quad (12.11-5)$$

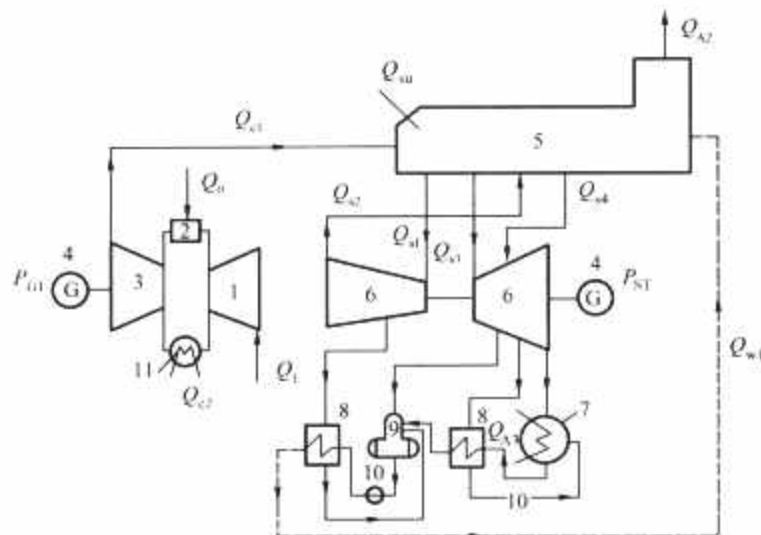


图 12.11-5 余热锅炉型联合循环系统图

1—压气机; 2—燃烧室; 3—燃气透平; 4—发电机;
5—余热锅炉; 6—蒸汽透平; 7—凝汽器; 8—给水加热器; 9—除氧器; 10—水泵; 11—空气冷却器

$$Q_{rh} = Q_{s3} - Q_{c2} \quad (12.11-6)$$

式中: Q_{su} 为锅炉补燃放热量; Q_{rh} 为再热蒸汽吸热量; A 为补燃室燃料消耗量与燃气轮机燃烧室燃料消耗量之比; η_{r2} 为余热锅炉燃烧效率; Q_{w1} 为余热锅炉给水带入的热量; Q_{s1} 为主蒸汽带出的热量; Q_{c2} 为再热蒸汽带入的热量; Q_{s3} 为再热蒸汽带出的热量; Q_{s4} 为低压蒸汽带出的热量; Q_{A2} 为余热锅炉排气带出的热量。

1.2.2.3 汽轮机的能量平衡

$$Q_{s1} + Q_{rh} + Q_{s4} = P_{ST}^0 + Q_{w1} + Q_{A3} \quad (12.11-7)$$

式中: P_{ST}^0 为汽轮机的轴端功率; Q_{A3} 为冷凝器带走的热量。

汽轮机的发电功率

$$P_{ST} = P_{ST}^0 \eta_{km} \eta_{rg} \quad (12.11-8)$$

式中: η_{km} 为汽轮机装置机械效率; η_{rg} 为汽轮机装置发电机效率。

汽轮机装置的循环效率

$$\eta_{ST}^0 = \frac{P_{ST}^0}{Q_{s1} + Q_{s4} - Q_{w1} + Q_{rh}} \quad (12.11-9)$$

1.2.2.4 联合循环热效率 η_{cxf}

(1) 有补燃的联合循环热效率。常规的有补燃的燃气—蒸汽联合循环热效率的表达式为

$$\begin{aligned} \eta_{cxf} &= \frac{P_{GT}^0 + P_{ST}^0}{Q_0(1+A)} \\ &= \frac{Q_0 \eta_{GT}^0 + (Q_{s1} + Q_{s4} - Q_{w1} + Q_{rh}) \eta_{ST}^0}{Q_0(1+A)} \\ &= \frac{\eta_{GT}^0 + C \eta_{ST}^0}{1+A} \end{aligned} \quad (12.11-10)$$

式中

$$\begin{aligned} C &= \frac{Q_{s1} + Q_{s4} - Q_{w1} + Q_{rh}}{Q_0} \\ &= \frac{Q_{c1} + Q_{su} - Q_{A2}}{Q_0} \\ &= \frac{Q_{c1} - Q_{A2}}{Q_0} + A \eta_{r2} \end{aligned} \quad (12.11-11)$$

若燃气轮机装置无空气冷却器,则 $Q_{c2} = 0$, $Q_{A1} = 0$, 式 (12.11-1) 变为

$$Q_{c1} - Q_1 = Q_0(\eta_{r1} - \eta_{GT}^0) \quad (12.11-12)$$

则

$$\frac{Q_{c1} - Q_{A2}}{Q_0} = \frac{Q_{c1} - Q_1}{Q_0} \times \frac{Q_{c1} - Q_{A2}}{Q_{c1} - Q_1} = (\eta_{r1} - \eta_{GT}^0) \eta_h \quad (12.11-13)$$

式中: $\eta_h = \frac{Q_{c1} - Q_{A2}}{Q_{c1} - Q_1}$ 为无补燃时余热锅炉当量效率。

将式 (12.11-13) 代入式 (12.11-11) 得

$$C = A\eta_{r2} + (\eta_{r1} - \eta_{GT}^0) \eta_h \quad (12.11-14)$$

联合循环的发电效率为

$$\eta_{cof} = \frac{\eta_{GT} + C\eta_{ST}}{1 + A} \quad (12.11-15)$$

式中

$$\eta_{GT} = \eta_{GT}^0 \eta_{sm} \eta_{rg}$$

$$\eta_{ST} = \eta_{ST}^0 \eta_{sm} \eta_{rg}$$

供电效率为

$$\eta_{cof}^e = (1 - \phi) \eta_{cof} \quad (12.11-16)$$

式中: ϕ 为厂用电率。

将式 (12.11-14) 代入式 (12.11-15) 和式 (12.11-16), 得

$$\eta_{cof} = \frac{\eta_{GT} + [A\eta_{r2} + (\eta_{r1} - \eta_{GT}^0) \eta_h] \eta_{ST}}{1 + A} \quad (12.11-17)$$

$$\eta_{cof}^e = (1 - \phi) \frac{\eta_{GT} + [A\eta_{r2} + (\eta_{r1} - \eta_{GT}^0) \eta_h] \eta_{ST}}{1 + A} \quad (12.11-18)$$

(2) 无补燃的联合循环热效率。对于常规的无补燃的联合循环, $A=0$, 则发电效率为

$$\eta_{co} = \eta_{GT} + C\eta_{ST} \quad (12.11-19)$$

供电效率为

$$\eta_{co}^e = (1 - \phi) (\eta_{GT} + C\eta_{ST}) \quad (12.11-20)$$

如果可以近似认为 $Q_{c2}=0$, $Q_{A1}=0$, 式 (12.11-20) 变为

$$\eta_{co}^e = (1 - \phi) [\eta_{GT} + (\eta_{r1} - \eta_{GT}^0) \eta_h \eta_{ST}] \quad (12.11-21)$$

从式 (12.11-18) 和式 (12.11-21) 可以看出, 燃气—蒸汽联合循环供电效率 η_{cof}^e 及 η_{co}^e 与 η_{GT}^0 、 η_{GT} 、 η_{ST} 、 η_h 、 η_{r1} 、 η_{r2} 、 ϕ 和 A 等参数的关系。

如果忽略 η_{r1} 、 η_{r2} 对燃烧放热量的影响, 即取 $\eta_{r1} = \eta_{r2} = 1$, 则式 (12.11-18) 和式 (12.11-21) 可以简化为

$$\eta_{cof}^e = (1 - \phi) \frac{\eta_{GT} + [A + (1 - \eta_{GT}^0) \eta_h] \eta_{ST}}{1 + A}$$

$$\eta_{co}^e = (1 - \phi) [\eta_{GT} + (1 - \eta_{GT}^0) \eta_h \eta_{ST}]$$

1.2.3 联合循环的功比率

燃气—蒸汽联合循环的功比率为汽轮机的发电功率与燃气轮机的发电功率的比值, 定义式如下

$$\frac{P_{ST}^0}{P_{GT}^0} = C \frac{\eta_{ST}^0}{\eta_{GT}^0} \quad (12.11-22)$$

或

$$\frac{P_{ST}}{P_{GT}} = C \frac{\eta_{ST}}{\eta_{GT}}$$

当 $Q_{c2}=0$, $Q_{A1}=0$, 有补燃时的功比率为

$$\frac{P_{ST}}{P_{GT}} = [A\eta_{r2} + (\eta_{r1} - \eta_{GT}^0) \eta_h] \frac{\eta_{ST}}{\eta_{GT}} \quad (12.11-23)$$

无补燃时的功比率为

$$\frac{P_{ST}}{P_{GT}} = [(\eta_{r1} - \eta_{GT}^0) \eta_h] \frac{\eta_{ST}}{\eta_{GT}} \quad (12.11-24)$$

联合循环的发电效率可以改写为

$$\eta_{cof} = \frac{(1 + \frac{P_{ST}}{P_{GT}}) \eta_{GT}}{1 + A} \quad (12.11-25)$$

供电效率为

$$\eta_{cof}^e = \frac{(1 - \phi)(1 + \frac{P_{ST}}{P_{GT}}) \eta_{GT}}{1 + A} \quad (12.11-26)$$

1.3 补燃式和无补燃式联合循环特性的比较

1.3.1 补燃的目的

采用补燃方式的目的:

(1) 增大整台联合循环装置的功率。

(2) 提高汽轮机的初参数 (也就是提高 η_{ST}), 在一定条件下提高联合循环的效率。

(3) 改善联合循环的变工况特性, 使机组效率随负荷的降低而逐渐减小的趋势比较平缓。

1.3.2 补燃对循环发电功率的影响

采取补燃后, 可以采用较高参数的汽轮机系统, 因而汽轮机部分发出的功率 P_{ST} 比燃气轮机部分发出的功率 P_{GT} 大很多倍, 从而增大整台联合循环装置功率。例如: 德国 Gersteinwerk 联合循环电站采用 V93 型燃气轮机 (功率为 55.6MW) 和参数为 18MPa/530℃ 的亚临界参数的汽轮机, 在余热锅炉中加天然气 ($A=3.67$) 补燃, 电站总功率达到 418.5MW, $P_{ST}/P_{GT}=6.527$ 。

随着燃气轮机燃气初温和效率的增高, 可允许补燃的燃料倍率 A 随之降低, 采用补燃方法所导致的整台联合循环装置功率增大的幅度将日趋减小。

1.3.3 补燃对循环效率的影响

根据式 (12.11-14) 和式 (12.11-19), 可以得到无补燃时, 联合循环的发电效率为

$$\eta_{co} = \eta_{GT} + (\eta_{r1} - \eta_{GT}^0) \eta_h \eta_{ST} \quad (12.11-27)$$

将有补燃时联合循环发电效率式 (12.11-24) 减去式 (12.11-27) 得

$$\Delta \eta_{co} = \frac{A(\eta_{r2} \eta_{ST} - \eta_{co}^0)}{1 + A} \quad (12.11-28)$$

从式 (12.11-28) 可以看出, 只有当 $\eta_{r2} \eta_{ST} > \eta_{co}^0$ 时, 补燃才有利, 此时增大余热锅炉中补燃比 $r(r = \frac{A}{1+A})$, $\Delta \eta_{co}$ 增加, 发电效率提高。

提高 η_{r2} 的手段是努力实现低氧燃烧, 使过量空气系数小, 即把燃气轮机排气中氧气全部燃烧完。提高 η_{ST} 的手段是提高汽轮机的蒸汽参数。

当 $\eta_{r2} \eta_{ST} < \eta_{co}^0$ 时, 不应该采用补燃, 此时若补燃, 发电效率反而下降, 在这种情况下, 补燃比 r 的增加, 意味着增加低参数蒸汽循环功率的比重, 使高温燃气轮机循环功率比重下降, 而蒸汽附加循环效率较低, 因此增加补燃热量只会使联合循环整体发电效率降低。

随着燃气轮机初温的增高, 采用补燃方式将逐渐失去提高整台联合循环装置热效率的作用。理论研究表明: 当燃气轮机初温大于 900℃ 后, 补燃方式反而会使联合循环效率降低。表 12.11-1 列出了 V93 和 MS9001F 两种燃气轮机联合循环采用补燃前后效率的变化情况, 从表 12.11-1 中可以看出, V93 型燃气轮机采用补燃后, 汽轮机参数、效率相应提高, 整个装置的效率可以从 35%~36% 提高到 42%。

MS9001F 型燃气轮机, 没有补燃时, 可以采用高压再热式汽轮机以及双压余热锅炉, 联合循环效率已达到 52%, 而采用补燃后, 虽然可以采用 18MPa/530℃ 亚临界参数汽轮机, 但联合循环发电效率仅为 46%。

目前, 补燃方式的余热锅炉大多用于热电联产的联合循环中, 以保证热负荷和电负荷可以独立地调节。

表 12.11-1 燃气轮机联合循环补燃前后效率的变化

燃气轮机型号	V93		MS9001F	
	补燃前	补燃后	补燃前	补燃后
燃气轮机初温 t_3 (°C)	800		1260	
排烟温度 t_4 (°C)	395		593	
燃气轮机效率 η_{GT}	0.24		0.33	
汽轮机效率 η_{ST}	0.22~0.24	0.36~0.38		0.36~0.38
联合循环效率 η_{co}	0.35~0.36	0.42	0.52	0.46

1.3.4 最佳补燃比 r 的选择

r 值的选择对余热锅炉效率 η_{r2} 和汽轮机效率 η_{ST} 都有影响, 因此采用补燃的燃气—蒸汽联合循环效率与 r 值有关。

余热锅炉效率 η_{r2} 在假设燃气比定压热容不变时为

$$\eta_{r2} = 1 - \frac{T_{r1}}{T_{r2}} \tag{12.11-29}$$

式中: T_{r1} 、 T_{r2} 为余热锅炉燃气进、出口温度, K。

当 r 增加时, T_{r1} 增加, 而 T_{r2} 下降, 因此 η_{r2} 将随着补燃比 r 的增加而增加。图 12.11-6 为补燃比 r 与余热锅炉效率 η_{r2} 、联合循环效率 η_{co} 的关系。从图 12.11-6 中可以看出, 当补燃比 r 增加时, η_{r2} 增加, 在无补燃或补燃很小时, 主蒸汽压力低的余热锅炉效率更高, 但补燃比增加后, 不同蒸汽压力的余热锅炉效率的差别就缩小了, 这是因为低参数锅炉当不补燃或补燃比很小时, 余热锅炉排烟温度比高参数锅炉低。

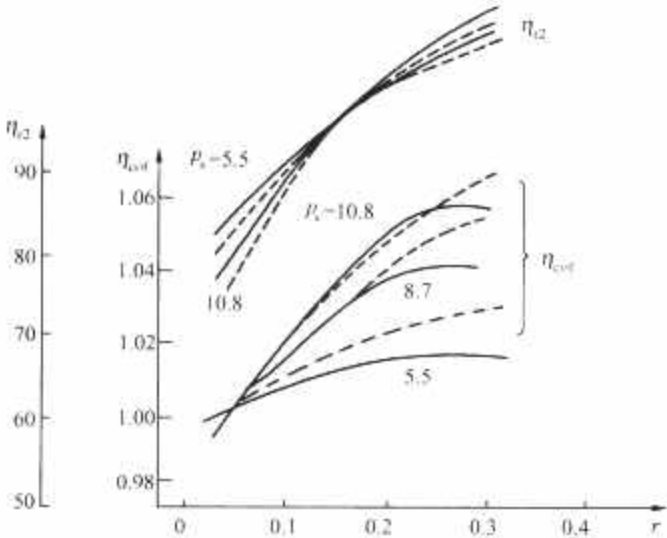


图 12.11-6 补燃比 r 与余热锅炉效率 η_{r2} 、综合热效率 η_{co} 关系

p_s 为主蒸汽压力 (MPa); — 主蒸汽温度 475℃; - - - 主蒸汽温度 538℃

由于补燃比增加, 可能使余热锅炉主蒸汽压力或温度提高, 进而提高 η_{ST} 、 η_{r2} 和 η_{ST} 的增加率是逐渐减小的, 因此对于一定主蒸汽参数的余热锅炉, 存在一最佳补燃比 r , 从图 12.11-6 中可以看出, 随着主蒸汽压力和温度的提高, 最佳补燃比 r 也提高。

表 12.11-2 为各类燃气轮机的运行参数及其可能实现的 A 值。

表 12.11-2 燃气轮机的运行参数

机组型号	功率 (kW)	热耗率 (kJ/kWh)	燃气初温 (°C)	压比	排气温度 (°C)	A
PG9001F	212 200	10 545.5	1260	13.5	583.3	0.6~0.62
FT8	25 420	9442.9	1160	20.0	443.3	0.69~0.71
GTE-115	114 000	10 909.5	1140	12.3	515.0	0.66~0.68
SGT5-2000E	150 200	10 772.3	1177	10.7	545.0	0.65~0.67
PG5001PA	26 300	12 471.0	957	10.2	482.8	0.71~0.73
GTE-45	54 000	12 861.3	900	7.8	465.0	0.72~0.74
GTE-35	32 000	14 517.8	770	7.8	400.0	0.77~0.78

1.3.5 补燃条件

余热锅炉中是否采用补燃, 除了要考虑补燃对发电效率的影响外, 还要考虑燃气轮机排气中所含的剩余氧气含量以及排气温度, 即在余热锅炉中要建立稳定的燃烧火焰, 必须保证一定的排气温度及氧含量。例如, 若燃气轮机排气中含有 12% 体积的氧气, 只有当排气温度高于 600℃ 时, 补燃过程才得以实现, 而且排气中氧的含量越高, 能保证火焰稳定燃烧的排气温度越低。

1.3.6 补燃对联合循环变工况特性的影响

补燃式联合循环方案能够改善联合循环变工况特性, 在这种方案中汽轮机的功率占优势, 当整台装置的功率降低时, 可以使燃气轮机始终维持在高效率工况运行, 而利用减少向余热锅炉补燃燃料 (即 A 值减小) 的方法, 降低汽轮机所发的功率, 因此可以提高整台联合循环在部分负荷工况下的热效率。

图 12.11-7 所示为有补燃的联合循环的发电效率随负荷而变化的关系曲线。从图 12.11-7 中可以看出在整个负荷的变化范围内, 若燃气轮机在高的初温下保持高的负荷输出, 则联合循环效率的变化趋势就会相当平缓。

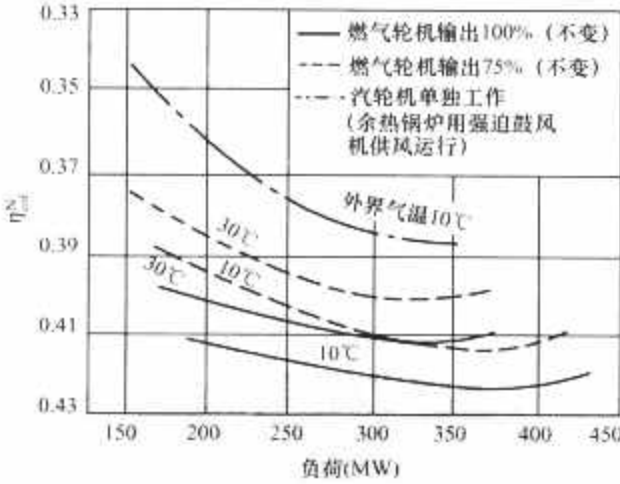


图 12.11-7 有补燃的联合循环供电效率曲线

1.4 蒸汽循环系统与燃气轮机的匹配

在常规不补燃的燃气—蒸汽联合循环中, 影响供电效率的最主要因素是燃气轮机的循环效率 η_{GT} 。通常, 在设计联合循环时, 人们首先选择功率和效率都能满足设计要求的燃气轮机作为设计出发点, 然后再从整机的效率要求、投资费用等角度, 来考虑余热锅炉的形式和汽轮机系统方案的合理选配。

以西门子 SGT5-2000E 和 V94.3 两种型号的燃气轮机为例, 考虑六种汽轮机循环系统的配置方案, 分别为:

- (1) 双压循环方案 (高压蒸汽压力为 8.0MPa)。
- (2) 双压再热循环方案 (高压蒸汽压力为 14.0MPa)。

- (3) 双压超临界再热循环方案（高压蒸汽压力为 25.0MPa）。
- (4) 三压循环方案（高压蒸汽压力为 10.0MPa）。
- (5) 三压再热循环方案（高压蒸汽压力为 15.0MPa）。
- (6) 三压超临界再热循环方案（高压蒸汽压力为 26.0MPa）。

针对以上六种配置方案，图 12.11-8 给出了以 V94.3 燃气轮机为基础的联合循环供电效率与余热锅炉高压蒸汽参数之间的关系。表 12.11-3 为 SGT5-2000E 和 V94.3 燃气轮机在不同蒸汽循环配置方案下的循环性能计算结果。

从图 12.11-8 中所示及表 12.11-3 所列的计算结果中可以看出：

(1) 当主蒸汽温度水平确定后，随着高压蒸汽压力的升高，联合循环的供电效率会有一定程度的增加。

表 12.11-3 循环性能计算结果

性能 循环形式	SGT5-2000E				V94.3			
	供电效率 (%)	总净功率 (MW)	\bar{A} (kg·m ² /MW)	余热锅炉排烟温度 (℃)	供电效率 (%)	总净功率 (MW)	\bar{A} (kg·m ² /MW)	余热锅炉排烟温度 (℃)
双压	51.53	687.7	21.76	90	53.61	577.3	21.59	88.4
双压再热	51.95	693.3	22.81	94.9	54.06	582.2	22.70	93.4
超临界双压再热	52.49	700.5	29.90	88.6	54.60	588.0	29.79	88.1
三压	52.08	695.2	27.55	76.5	54.12	582.8	27.36	75.3
三压再热	52.52	701.0	27.14	81.0	54.57	587.6	26.88	80.0
超临界三压再热	53.05	708.0	34.09	81.8	55.03	592.7	33.90	81.3

注 \bar{A} 是以单位蒸汽循环净功率表示的余热锅炉换热面积。

(2) 随着汽轮机系统参数的提高（由亚临界→超临界参数方向发展），以及系统的复杂化（由双压变为三压，由不再热向再热方式过渡），联合循环供电效率都会有一定程度的增高。双压循环和三压循环之间的效率差为 0.5%~0.6%；采用再热循环后，效率能再增高 0.2%~0.4%；超临界再热循环的效率比亚临界再热循环高，双压和三压超临界再热循环的效率有明显差别，后者大约要高 0.5%。

(3) 联合循环效率的增高都是以增大余热锅炉的换热面积为代价的，特别是采用超临界参数的循环时，为了增加效率就需要更大的换热面积。

(4) 三压再热亚临界参数循环所需要的余热锅炉的换热面积反而要比三压无再热亚临界参数循环小。这是由于再热方案会导致通过高压省煤器和高压蒸发器的质量流量减少，而高压省煤器和高压蒸发器的换热面积则是再热循环的余热锅炉中换热面积的主要部分。此外，与非再热的循环相比，再热循环中凝结水的流量比较少，说明再热循环余热锅炉冷端的换热面积也比较小。

(5) 对于同样的汽轮机系统方案来讲，由于采用效率较高的燃气轮机 V94.3，将会使联合循环的供电效率比采用 SGT5-2000E 提高 2.0%~2.1%，这个差值要比由于采用不同的循环方案所能导致的差值还要大（后者为 1.5%~1.6%），由此可见，改善联合循环供电效率的潜力主要取决于燃气轮机技术的发展。

当选定燃气轮机的型号后，应根据燃料费用、投资费用、建造周期和环境污染这四项因素来选择汽轮机系统的布置方案。对于燃料费用贵、环境污染要求很高的地区，三压亚临界参数的再热蒸汽循环非常有吸引力。对于燃料费用较便宜、环境污染要求不甚高的地区，选择结构简单、建设周期短的双压亚临界参数的蒸汽循环则是值得考

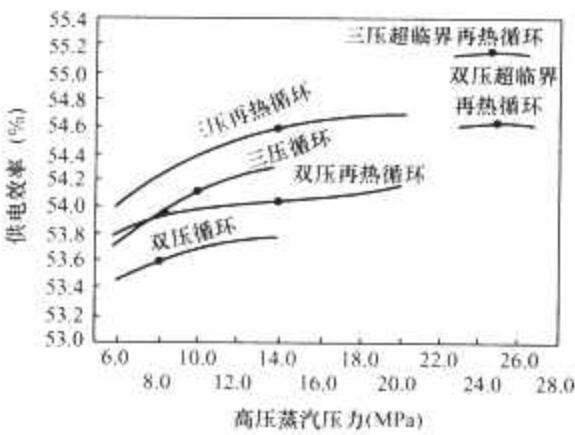


图 12.11-8 V94.3 燃气—蒸汽联合循环供电效率与余热锅炉高压蒸汽参数之间的关系

考虑的方案。

2 联合循环余热锅炉

2.1 现状与发展

我国燃气轮机排气的余热利用自 20 世纪 80 年代得到发展，国内的制造厂家开始余热锅炉的生产制造和产品开发。90 年代初，我国自行设计开发了国内首台配 23MW 燃气轮机的燃气—蒸汽联合循环机组的余热锅炉。2001 年，配 9E 级燃气轮机的立式余热锅炉投入商业运行，为适应以天然气、高炉煤气和焦炉煤气等为燃料的燃气轮机需要，随后开发出大型卧式余热锅炉。

近年来，“西气东输”、沿海液化天然气等工程的实施，开发与国外多种 9F 级燃气轮机相匹配的三压、再热、无补燃、自然循环余热锅炉也投入了运行。

随着燃气轮机技术的发展，燃气轮机初温不断提高，单循环热效率超过了 39%，燃气轮机单机容量增大，污染物排放降低。开发大容量、高效率的燃气—蒸汽联合循环是必然趋势，同时推动了余热锅炉的技术发展，目前发展方向主要有以下几方面：

- (1) 进一步提高余热锅炉蒸汽参数，发展超高压、超高温余热锅炉，以提高联合循环整体供电效率。
- (2) 优化蒸汽系统和流程，发展直流式余热锅炉，提高单机容量，向更大型化发展，进一步提高能源资源的利用效率。
- (3) 进一步开发、完善余热锅炉脱硝系统，提高整个联合循环系统的环保性能，降低系统污染物排放。
- (4) 发展燃煤的整体煤气化燃气—蒸汽联合循环新型发电方式（IGCC），开发与之相适应的新型废热锅炉与余热

锅炉。

2.2 原理

在联合循环系统中,余热锅炉是回收燃气轮机的排气余热,加热给水产生驱动汽轮机发电所需蒸汽的换热设备,是联合循环总能系统中的一个重要组成部分,其结构与布置、性能以及蒸汽参数等影响到整个联合循环系统的性能。

2.2.1 构成与工作流程

余热锅炉主要由省煤器、蒸发器、过热器、汽包、锅炉构架、烟道和烟囱等部件组成。燃气轮机的高温排气进入余热锅炉,依次流经过热器、蒸发器和省煤器等换热管束,最后从烟囱排入大气。

省煤器、蒸发器和过热器是余热锅炉的受热部件,在有再热的蒸汽系统中,受热部件还包括再热器。在省煤器中,锅炉给水被加热到接近于饱和温度,进入蒸发器下集箱;在蒸发器中,水被加热变成饱和温度下的汽水混合物;经汽水分离装置分离,饱和蒸汽被送往过热器;在过热器中饱和蒸汽继续被加热到额定的蒸汽温度后,过热蒸汽被送往汽轮机做功。在有再热的系统中,冷再热蒸汽由汽轮机高压缸出口经锅炉再热管束继续加热,达到额定的热再热温度后,再返回汽轮机做功。

2.2.2 主要特点

2.2.2.1 热力特点

(1) 对流换热为主。余热锅炉的热源是燃气轮机的排气显热,温度一般在 650°C 以下。因此在余热锅炉中主要是对流换热,无补燃的余热锅炉热力计算时辐射换热常可忽略,而常规锅炉中辐射换热可占总换热量的 $40\%\sim 50\%$ 。

(2) 换热元件。燃气轮机排气的特点是中温、大流量,烟气与蒸汽的质量比在 $4\sim 10$ 之间,而常规锅炉只有 $1\sim 1.2$ 。为了强化换热和减小阻力,余热锅炉的受热面一般采用螺旋翅片管。

(3) 排烟温度。为了充分利用燃气轮机排气中的余热,当燃气轮机燃用天然气时,余热锅炉有可能达到很低的排烟温度,一般不低于 80°C 。

余热锅炉排烟温度的选取应注意避开烟气的酸露点和水露点。

2.2.2.2 阻力特点

燃气轮机的排气量非常大,锅炉中烟气流速很高,由于锅炉阻力的增加会使燃气轮机的背压升高而影响燃气轮机的功率和效率,因此锅炉的烟气侧阻力必须在系统限制的范围之内。按联合循环设备采购国际标准规定,对于单压、双压和三压余热锅炉阻力分别限制在 2.5 、 3kPa 和 3.3kPa 之内。

2.2.2.3 结构特点

(1) 燃气轮机排气参数变化大,启动迅速,因此联合循环发电设备可以承担尖峰负荷的每日启停机组。

余热锅炉必须适应燃气轮机排气的热力特性、快速启停和周期性运行方式。锅炉应具备承受热冲击的能力,热惯性小,负荷和烟气参数变化时输出蒸汽参数稳定,膨胀补偿能力强,避免发生由热惯性、膨胀和热应力等因素引发的故障。

(2) 由于燃气轮机排气口与锅炉本体烟道尺寸相差较大,中间有过渡烟道相接。需要通过模化试验来确定过渡烟道的最佳几何尺寸,均匀进入锅炉的速度场和温度场,减少阻力。有时在锅炉入口处还需设置导流挡板。

(3) 燃气轮机排气为正压,余热锅炉烟气侧在微正压 ($1.5\sim 3.5\text{kPa}$) 下运行,设计时必须采用有效的密封结构

并采取加强措施。

(4) 余热锅炉的部件结构比较适合于采用模块化设计和制造,大多集成模块组件出厂,因此安装简便,安装周期较短。

2.2.3 专用术语解释

2.2.3.1 节点温差

节点温差指余热锅炉中沿烟气流动方向蒸发器出口烟气的温度与汽包工作压力下饱和温度之间的差值。图 12.11-9 显示了单压余热锅炉的 TQ 图,图 12.11-9 中 ΔT_p 为节点温差。在整个余热锅炉传热过程中,节点温差是两种换热介质之间的最小温差。节点温差的存在保证了蒸发过程可以顺利进行。节点温差一般可取为 $8\sim 20^{\circ}\text{C}$ 。

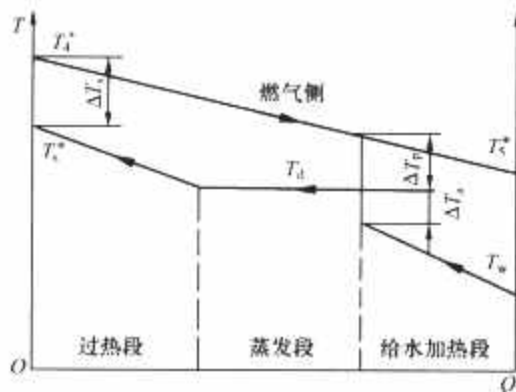


图 12.11-9 单压余热锅炉的 TQ 图

2.2.3.2 接近点温差

接近点温差是指余热锅炉中汽包工作压力下饱和温度与进入汽包前省煤器出口水温之间的差值 (见图 12.11-9 中的 ΔT_a)，它是控制省煤器汽化的参数。接近点温差一般可取为 $4\sim 20^{\circ}\text{C}$ 。

节点温差和接近点温差是决定余热锅炉换热面积的关键参数,应该从联合循环系统的整体效率和投资费用等方面全面考虑,优化选择。

2.2.3.3 热端温差

热端温差是指沿烟气流动方向过热器入口烟气温度与过热器出口蒸汽温度之间的差值 (见图 12.11-9 中的 ΔT_s)。热端温差降低,过热器吸热量增加,蒸发器和省煤器吸热量减小,蒸汽流量下降,同时传热面积增大,金属耗量增加。热端温差通常可取为 $25\sim 40^{\circ}\text{C}$ 。

2.3 分类

2.3.1 按锅炉布置方式分类

余热锅炉可分为卧式布置和立式布置两大类,在两种布置的锅炉中,烟气的流动方向、换热管束的排列方式以及水循环方式不同。

2.3.1.1 卧式布置

在卧式布置的余热锅炉 (见图 12.11-10) 中,燃气轮机

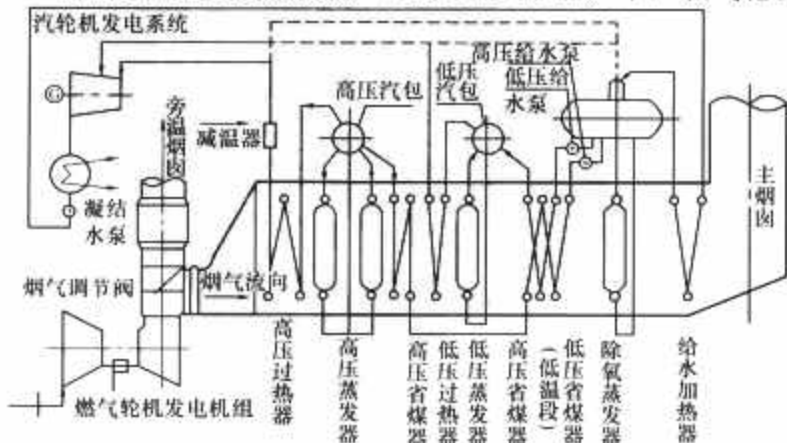


图 12.11-10 卧式布置的余热锅炉

排气通过烟气调节挡板（采用旁通烟道 0 时）沿水平方向依次流过锅炉的过热器、蒸发器和省煤器等各段受热面，最后折转 90°，从设在锅炉尾部的烟囱排出。受热面中的换热管束为垂直布置，水循环一般采用自然循环方式。对于清洁燃料的烟气，较多采用卧式布置自然循环的余热锅炉。

2.3.1.2 立式布置

在立式布置的余热锅炉中（见图 12.11-11），燃气轮机排气沿垂直方向依次流过余热锅炉各个受热面，并由炉顶的烟囱排出。受热面中的换热管束为水平布置，余热锅炉的烟囱设置在锅炉顶部，与锅炉连成一体，布置紧凑。同时锅炉需要更多的支撑钢结构和布置多层平台，钢结构耗钢量大。锅炉一般采用带有循环泵系统的强制循环的水循环方式。

立式余热锅炉的受热面翅片管水平布置，吹灰比较方便，因此当燃气轮机燃用重质燃料油需要吹灰时，往往采用立式余热锅炉。

2.3.2 按水循环方式分类

余热锅炉可采用各种水循环方式：自然循环、强制循环和直流锅炉。

2.3.3 按汽水系统分类

联合循环中汽水系统可以分为单压、双压和三压系统。

单压系统是指余热锅炉工质侧对外只输出一个压力等级的工质；双压和三压系统是指余热锅炉工质侧对外输出两个和三个压力等级的工质。

单压系统较简单，一般用于燃气轮机容量较小、燃料价格低廉、负荷调节频繁的联合循环机组。双压和三压蒸汽系统可以获得更高的效率，但电站建设成本和运行成本也较高，需按照客户需求，并考虑联合循环系统总体的经济性进行最佳选择。选择多压系统需要优化匹配各级压力参数。

2.3.4 按有无燃烧设备分类

按有无燃烧设备来分，余热锅炉可分为无补燃型余热锅炉和补燃型余热锅炉。补燃是指除燃气轮机排气的显热之外，在余热锅炉中增设燃烧设备，补充一定量的燃料燃烧热能，以提高进入余热锅炉受热面的总体能量。

早期的燃气轮机初温较低，排气温度也较低，所能匹配的汽轮机参数也必然很低，因此，联合循环机组的效率也不高。采用补燃可提高余热锅炉蒸汽参数，配置高参数的汽轮机，提高蒸汽循环的效率，因此可使联合循环机组的效率得以提高。

随着燃气轮机初温的不断提高，汽轮机的效率和参数已不大可能进一步提高，采用补燃方式将逐渐失去提高整个联合循环系统热效率的作用，在燃气轮机初温较高的情况下，还可能降低整个联合循环系统的热效率。

现在纯发电的联合循环电厂很少采用补燃余热锅炉，补燃大多只用于热电联产的场所，通过调节补燃量来更灵活地控制蒸汽产量，调节热负荷与电负荷的比例。

2.4 布置与性能

余热锅炉整体的布置优化、汽水系统设置、热工参数和性能参数选择都极大地影响整个循环系统的特征和性能。

2.4.1 总体布置与汽水系统

2.4.1.1 总体布置

余热锅炉可以选择立式布置或者卧式布置。一般立式为强制循环锅炉，卧式为自然循环锅炉。在烟气流动相似情况下对于同样的换热负荷来说，强制循环与自然循环锅炉的换热面积基本相近。

立式与卧式选择主要从以下方面考虑：

（1）占地面积。一般来说立式布置节省占地，但对大型化余热锅炉，两者占地相当。

（2）燃气轮机燃料种类。如果燃气轮机采用重质含尘液体燃料（如重油、原油等重质燃料）为便于吹灰，宜采用立式锅炉。

（3）投资与运行成本。立式锅炉金属耗量大，辅机配套设备多，投资与运行成本稍高于卧式锅炉。

随着燃气轮机容量的加大，卧式布置的锅炉有可能是联合循环机组中更为可取的技术方案。立式和卧式余热锅炉的

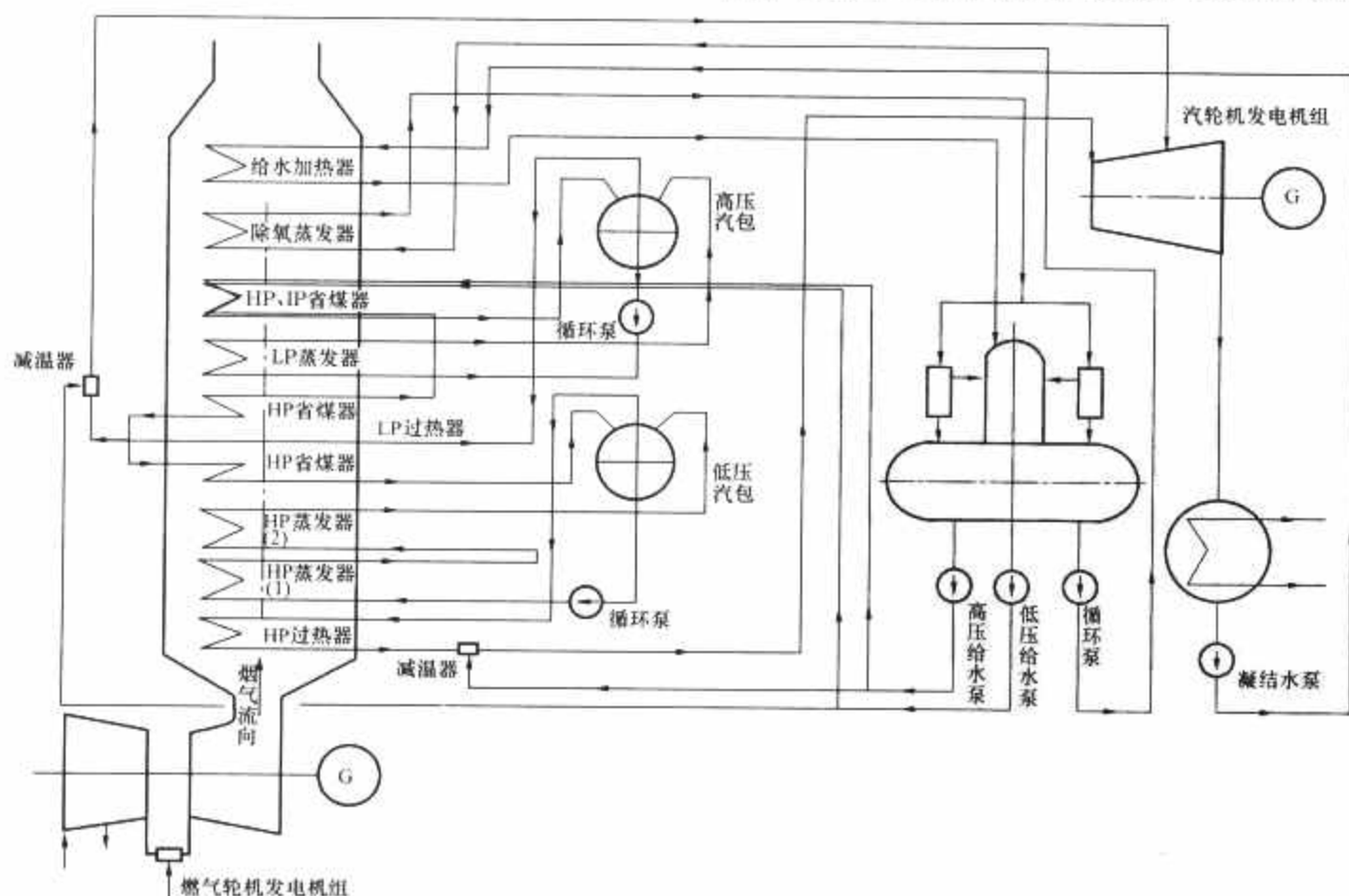


图 12.11-11 立式布置的余热锅炉

比较见表 12.11-4。

表 12.11-4 立式和卧式余热锅炉的比较

项 目	卧式 (自然循环)	立式 (强制循环)
水循环自平衡能力	较好	有限
冷态启动时间	较长	短
占地面积	较大	小
系统与操作	简单	较复杂
厂用电	少	多
可用率	高	较自然循环低 2%
燃气轮机工况适应性	广	窄
疏水与排气	彻底	不易彻底
清灰	难	易
运行及维护	方便	较复杂
运输	容易	较困难

2.4.1.2 汽水系统

余热锅炉的汽水系统布置与燃气轮机排气温度、排气流量和成分有关。余热锅炉从早期只有单压无再热系统，逐步发展到双压、三压和带再热的多压系统，目的是最大限度地回收燃气轮机排气余热。

(1) 单压系统。对于排气温度低、容量小的联合循环是可取的，由于系统简单，造价低，安装周期短，特别适合用于油气资源丰富的油田附近。单压系统可分为纯单压和单压带除氧器系统。

(2) 双压系统。当燃气轮机排气温度较高，为提高锅炉对外做功能力，降低排烟损失，可采用双压蒸汽系统。计算表明，当燃气轮机排气温度在 490~580℃ 范围时，采用双压系统代替单压系统，可以使尾部排烟损失降低一半左右，锅炉余热利用率提高约 3%，双压系统也可分为纯双压和双压带除氧系统。

(3) 三压系统。在双压系统后面再增加一个更低压力的蒸发过热系统。锅炉同时对外输出三个压力等级的过热蒸汽。

锅炉汽水系统从单压发展至三压，对外输出的功率和余热利用率逐步提高，但提高幅度也由大到小，锅炉投资增加，系统复杂。

随着新一代高性能、大容量燃气轮机的发展，余热锅炉开始采用更加先进更加完善的三压再热汽水系统。对于燃用清洁燃料燃气轮机排气，余热锅炉可以做到更低的排烟温度 (80~90℃)，进一步提高了余热锅炉的性能。三压再热带整

体除氧器的余热锅炉汽水系统如图 12.11-12 所示。

一般来说，当燃气轮机排气温度低于 538℃ 时，不宜采用再热循环系统。对近年来出现的大型高性能燃气轮机，当排气温度高于 580℃ 时，须考虑采用双压或三压再热循环系统。当汽轮机功率更大时，才有可能进一步考虑把主蒸汽参数提高到亚临界水平。

2.4.2 参数选择

当燃气轮机选定之后，应根据燃气轮机的排气参数及当地的气象条件等，按照“汽轮机做功量最大”的原则，选择合理的余热锅炉参数，以达到联合循环发电系统整体效率的最大化，同时保证余热锅炉的良好性能和安全稳定运行。因此，余热锅炉设计时，首先应优化选择热力参数，力求达到较高的余热利用率，合理确定汽水系统，在此基础上进行锅炉热力计算，水循环计算以及强度计算等。

余热锅炉工质侧的参数应与汽轮机的参数相匹配，烟气侧的参数应与燃气轮机的排气相适应。通常，余热锅炉高低压主蒸汽出口至汽轮机入口处压力降约为 3%，温降约为 3℃。热再热蒸汽的进口压力则要比汽轮机的冷再热蒸汽抽出口压力低 10% 左右，再热蒸汽从余热锅炉出口到汽轮机入口压力降为 2.5%~3.0%，温降为 2~3℃。

2.4.2.1 蒸汽温度

选择余热锅炉的蒸汽温度要与燃气轮机的排气温度有合理的温差，并考虑燃气轮机排气温度的变化带来的影响，以及汽轮机的使用条件和汽轮机部件热应力等的容许范围。

选择蒸汽温度应该先确定合理的热端温差 ΔT_s ，选取高压蒸汽的温度。热端温度差越小，蒸汽过热度越高。中低压蒸汽的温度应与汽轮机进口处的汽温相匹配。

通常高压主蒸汽温度比进口的烟气温度低 25~40℃，中压蒸汽的温度和低压蒸汽温度则比它们各自所在余热锅炉上游方向的烟气温度低 11℃ 左右，目前国内生产的 9E 级余热锅炉热端温差可低至 18℃ 左右。

2.4.2.2 蒸汽压力

蒸汽压力的选择涉及余热锅炉与汽轮机参数的匹配，与汽轮机的容量有关。一般联合循环中主蒸汽压力不是很高，处于高压和次高压范围内。如果是单压锅炉，以中压参数为多。当燃气轮机的排气温度接近于 593℃，则选多压再热系统，当汽轮机的功率更大时才有必要考虑把主蒸汽的参数提高到 16.5MPa/565℃ 的水平。

蒸汽压力需综合考虑以下四个方面的影响：

- (1) 整个联合循环性能的影响。
- (2) 汽轮机效率的影响，蒸汽压力增高，汽轮机的焓降增大，但蒸汽的泄漏损失也增大。
- (3) 余热锅炉蒸汽产量的影响（包括多压蒸汽的产量），力求使汽轮机做功量最大。
- (4) 汽轮机排汽湿度的影响。

蒸汽参数的选择应与某一特定的汽轮机性能相匹配，不同型号汽轮机的蒸汽参数是有差异的。Siemens 公司和 GE 公司建议的蒸汽参数的规范见表 12.11-5~表 12.11-7，可供设计参考。

2.4.2.3 排烟温度

余热锅炉出口的排烟温度与蒸汽系统布置形式、节点温差和燃气中硫的含量等有着密切关系，排烟温度并不能无限降低。

联合循环中的余热锅炉排烟温度的范围一般为：单压系统的锅炉在 160~200℃，双压系统的锅炉在 120~160℃，

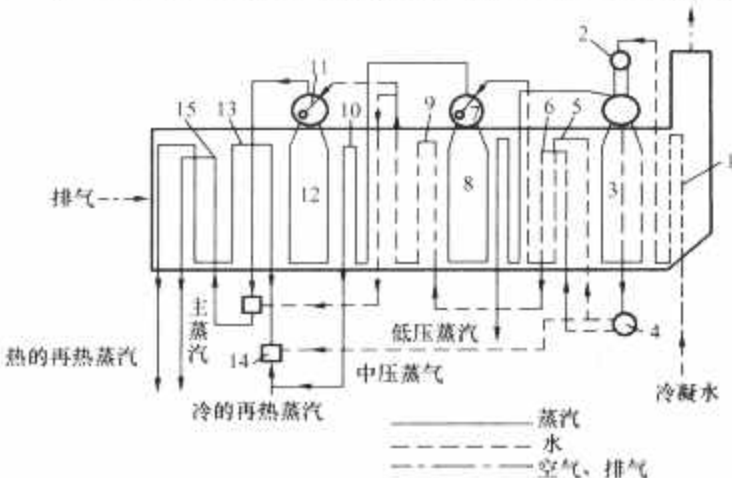


图 12.11-12 三压再热带整体除氧器的汽水系统

- 1—冷凝水加热器；2—整体除氧器；3—低压蒸发器；4—给水泵；5—中压省煤器；6—高压省煤器（第一级）；7—中压汽包；8—中压蒸发器；9—高压省煤器（第二级）；10—中压过热器；11—高压汽包；12—高压蒸发器；13—再热器；14—减温器；15—高压过热器

三压系统的锅炉在 80~120℃。

表 12.11-5 Siemens 公司建议的蒸汽参数规范

循环形式	汽轮机功率 (MW)	主蒸汽		再热蒸汽		二次蒸汽	
		压力 (MPa)	温度 (℃)	压力 (MPa)	温度 (℃)	压力 (MPa)	温度 (℃)
单压循环	30~200	4.0~4.7	480~540				
双压循环	30~300	5.5~8.5	500~565			0.5~0.8	200~260
三压再热循环	50~300	11~14	520~565	2.0~3.5	520~565	0.4~0.6	200~230

表 12.11-6 GE 公司建议的单压和双压循环的蒸汽参数规范

	单压循环	双压循环			双压再热循环
汽轮机功率 (MW)	全部	≤40	>40 且 <60	≥60	>60
主蒸汽压力 (MPa)	4.13	5.64	6.61	8.26	9.98
主蒸汽温度 (℃)①	538	538	538	538	538
再热蒸汽压力 (MPa)					2.06~2.75
再热蒸汽温度 (℃)					538
二次蒸汽压力 (MPa)		0.55	0.55	0.55	0.55
二次蒸汽温度 (℃)		比过热器前的燃气温度低 11℃			305

① 主蒸汽温度应比燃气轮机排气温度低 30℃。

表 12.11-7 GE 公司建议的三压循环蒸汽参数规范

	三压无再热循环			三压再热循环
蒸汽轮机功率 (MW)	≤40	>40 且 <60	≥60	>60
主蒸汽压力 (MPa)	5.85	6.88	8.6	9.98
主蒸汽温度 (℃)①	538	538	538	538
再热蒸汽压力 (MPa)				2.06~2.75
再热蒸汽温度 (℃)				538
中压蒸汽压力 (MPa)	0.69	0.83	1.07	2.06~2.75
中压蒸汽温度 (℃)	270	280	300	305
低压蒸汽压力 (MPa)	0.17	0.17	0.17	0.28
低压蒸汽温度 (℃)	160	170	180	260

① 主蒸汽温度应比燃气轮机排气温度低 30℃。

余热锅炉的排烟温度受烟气中 SO₂ 含量的限制。为防止余热锅炉烟气侧低温腐蚀和黏灰，一般规定锅炉排烟温度应比烟气酸露点高 10℃ 左右。对于无硫烟气，则以不在尾部换热管上结露为原则，要求管壁温度比水露点高 10℃ 左右。锅炉的排烟温度与低温腐蚀和灰黏结有直接关系。另一方面，如能采用使用寿命长的优质耐腐蚀材料，排烟温度就可以取得较低，有利于提高余热锅炉的余热利用率。所以在实际情况中，设计采取必要的措施后，有些情况下，余热锅炉尾部管束表面温度即使稍低于烟气的露点也无妨，因为这时酸的腐蚀率并不很高。

由于余热锅炉尾部管束表面温度一般比管内工质温度高几度，因此，燃气轮机燃用含硫燃料时，锅炉尾部管束的管内水温可以比烟气的酸露点的理论值低 5~10℃。

2.4.2.4 锅炉阻力损失

余热锅炉的阻力损失是一个综合复杂的问题，不仅与锅炉自身有关，还与燃气轮机的输出功率有关。燃气轮机的背压每增 1%，燃气轮机功率会下降 0.5%~0.8%。由于燃气轮机之后加装余热锅炉将会使燃气轮机功率下降 1.2%~1.5%，单压、双压和三压系统的余热锅炉烟气侧的阻力损失范围分别约为 2.5、3.0 和 3.3kPa。

采用降低节点温差和选用多压系统提高锅炉性能的同时，由于传热面积的增加导致烟气阻力增大，从而燃气轮机功率和联合循环效率下降。因此，优化选择蒸汽系统和参数

的同时，还应考虑余热锅炉烟气侧压降的因素，全面权衡得失。

为了增强换热效果，提高传热效率，降低烟气阻力，可以选择小管径的翅片管作为锅炉换热面，该措施有利于减轻锅炉的金属耗量和改善锅炉适应负荷变化的能力。

2.4.3 节点温差与接近点温差

余热锅炉设计中的节点温差和接近点温差是影响性能和经济技术指标的重要参数。

(1) 节点温差。从传热角度分析，当节点温差减小时，排烟温度下降，余热回收量将增加，蒸汽产量会提高，但显然节点温差不可能为零。随着节点温差的降低，换热面积增加，锅炉烟气侧阻力提高，结果会使燃气轮机的功率有所减小。可见，节点温差与锅炉蒸汽产量、联合循环的最佳效率以及投资费用之间必然存在一个最合理的组合。

(2) 接近点温差。通常省煤器出口水温比相应压力下的饱和水温度要低一些，特别是要考虑燃气轮机工况变化或部分负荷时燃气轮机排气温度随机组负荷的减少而降低时，接近点温差也会减小。接近点温差影响到省煤器和蒸发器换热面积的大小，一般来说，接近点温差选取应避免因省煤器中部分给水汽化导致省煤器管壁过热，甚至发生故障。

分析表明，节点温差减小时，蒸发器换热面积按指数曲线关系增大，而蒸汽的产量只按线性关系增加。所以有时蒸汽产量的增加幅度会小于蒸发器面积的增加幅度。如图

12.11-13 所示。

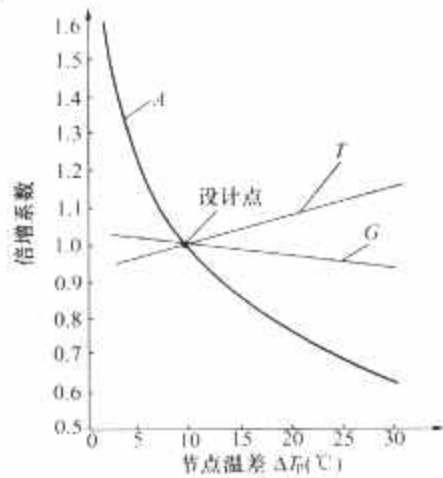


图 12.11-13 节点温差与换热面积、蒸汽产量的关系

A—余热锅炉相对总换热面积；T—相对排烟温度；G—相对蒸汽产量

由图 12.11-13 中可以看出，接近点温差选定后，节点温差与余热锅炉相对总换热面积、相对排烟温度和相对蒸汽产量之间的关系。一般设计余热锅炉节点温差的范围为 8~20℃。

同样可以知道，当节点温差选定后，降低接近点温差有利于减少余热锅炉面积和投资费用。但是为了满足低负荷或变工况时可能发生的省煤器汽化现象，又有必要使接近点温差保持在一定范围。图 12.11-14 表明了接近点温差与相对总换热面积的关系曲线。

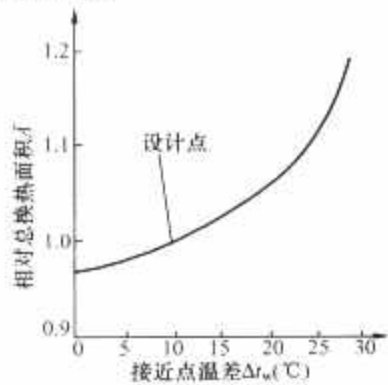


图 12.11-14 接近点温差与换热面积的关系

一般余热锅炉接近点温差选取的范围为 4~20℃。根据最新结构设计，适当调整省煤器管内工质流向，也可允许省煤器接近点温差为零，并保证省煤器管束有足够冷却和安全性。

2.4.4 选择性催化还原系统 (SCR)

在余热锅炉中常用的烟气脱硝方法是选择性催化还原 (SCR) 烟气脱硝法。有关 SCR 的详细介绍可参看本卷第 15 篇的第 6 章，在这里不作介绍。

我国某热电冷联供 9FA 型燃气轮机联合循环机组配套烟气脱硝系统。该工程配单台为 350MW 级燃气—蒸汽联合循环二拖一多轴供热机组，由二套 9FA 型燃气轮发电机组、二套余热锅炉机组和一套汽轮发电机组组成，每套余热锅炉机组中布置一套 SCR 装置，总量控制氮氧化物的排放。SCR 主要性能参数见表 12.11-8。

表 12.11-8 SCR 主要性能参数

序号	项目名称	单位	参数
1	烟气条件	锅炉入口烟气温度	℃
		锅炉入口烟气流量	t/h
		锅炉入口 NO _x 含量	mg/m ³
			582.3
			2562.8
			51.25

续表

序号	项目名称	单位	参数
2	SCR 总压损 (催化剂)	Pa	400(360)
3	NO _x 脱除率 (性能考核和附加层投运前)	%	≥85
4	SCR 出口 NO _x 体积分数	%	≤3.75
5	氨的逃逸率	%	≤10
6	SCR/NO _x	mol/mol	1.25
7	氨水体积分数	%	20
8	SCR 进口温度	℃	325.8
9	催化剂活性温度	℃	180~380
10	脱硝系统停止喷氨最低温度	℃	280
11	脱硝装置可用率	%	≥98
12	脱硝服务寿命	年	25

2.4.5 烟气旁路装置

烟气旁路装置设置在燃气轮机的排气管道与余热锅炉进口之间，该装置由烟气挡板、烟气消声器旁通烟道及其钢架、隔离盲板和膨胀节等组成。

2.4.5.1 系统作用

- (1) 提高联合循环的运行灵活性，特别是对中小型机组和调频电站，可以实现燃气轮机单循环和部分负荷的运行方式，便于更快速启动和提高机组调峰能力。
- (2) 通过旁路装置调节、控制进入锅炉的烟气流量，可以减小燃气轮机排气对锅炉的热冲击，减小锅炉和汽轮机的启动热应力。
- (3) 提高系统的运行安全性，通过旁路可以快速切断蒸汽系统的热源，实现锅炉降负荷或汽轮机甩负荷。
- (4) 停运时关闭调节挡板，有利于锅炉保温，便于以后启动。

但是，设置烟气旁路增加了设备初投资和占地面积，同时也增加了烟道泄漏隐患。因此，应根据具体情况和具体条件，确定烟气旁路设置与否。有时在同一电站中有同时存在带和不带旁路烟气系统的两种联合循环机组。

2.4.5.2 结构特点

烟气旁路的调节和操作由装置中的烟气挡板来实现，烟

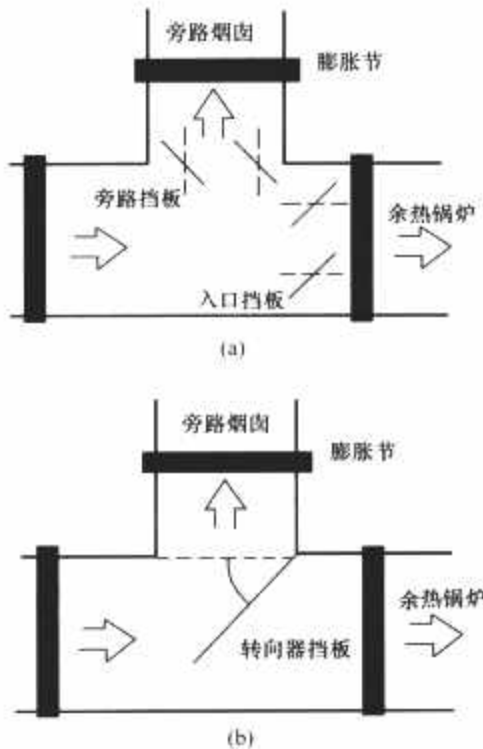


图 12.11-15 两种烟气挡板示意 (a) 百叶窗式挡板；(b) 单片式挡板

气挡板结构主要有百叶窗式和单片式。图 12.11-15 为两种烟气挡板的结构示意图。

百叶窗式挡板是在燃气轮机排气出口三通烟道的主烟道（锅炉入口）和旁路（旁通烟囱入口）上各装一对百叶窗式的挡板，实现烟气通道的切换。为保证工作安全，运行时两对电动百叶窗式挡板互相连锁控制。百叶窗式挡板结构简单，用于中小型燃气轮机旁路烟道系统中，烟气靠填料密封，泄漏量大约为 1%。

单片式挡板通过单块挡板来同时调节锅炉入口和旁路烟囱入口两个通道的烟气，采用密封风机提供一定压头的空气密封烟气。

单片式挡板具有工作可靠性高，密封性能好的特点，密封效率可达 100%。驱动装置有液动控制、电动控制和电液联动控制三种形式。

2.5 结构

2.5.1 螺旋翅片管与管组模块（管箱）

2.5.1.1 螺旋翅片管

余热锅炉的传热方式主要是对流换热，热阻主要取决于烟气侧。因此烟气侧采用高效换热元件——不同形式的螺旋翅片管受热面来增加传热量，降低烟气流动阻力和工质流动阻力，提高对流传热效率。采用螺旋翅片管受热面结构紧凑，可以减小金属耗量。

余热锅炉中采用的翅片管均为焊接型螺旋翅片管，采用高频电阻挤压焊制造工艺，螺旋翅片管翅根处接触热阻小，传热效率高，制造速度快。螺旋翅片管分为开齿翅片和连续翅片两种，前者传热性能优于后者。两种翅片管使用于不同性质的烟气环境中，对于燃用天然气等清洁燃料的烟气常用开齿翅片管，燃用重油等重质含尘燃料的烟气常用连续翅片管。

2.5.1.2 管组模块（管箱）

余热锅炉各级受热面由管组组成，如过热器，蒸发器，省煤器等管组，管组由集箱和管束组成。管束的排列方式有错列和顺列两种，无论是立式或卧式余热锅炉，烟气的流向均为横向冲刷管组。工质在管内纵向流动，工质与烟气流向可为逆流或顺流。典型立式余热锅炉管箱如图 12.11-16 所示，由集箱、管子和管板等组成，在厂内组装成一体出厂。

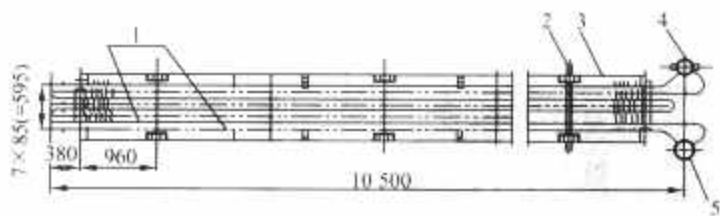


图 12.11-16 过热器管箱

1—排管；2—管板；3—导流板；
4—上集箱；5—下集箱

典型卧式余热锅炉模块分为管屏、双汽包对流管束和蛇形管等形式。蛇形管形式如图 12.11-17 所示。

为提高性能、缩短建设周期，现代余热锅炉厂内组装集成化程度越来越高，卧式余热锅炉受热面以管组模块或管屏形式出厂，立式锅炉以管箱（管组）形式出厂。

模块中的管子应采取固定和防振措施。

2.5.2 汽包及内部装置

2.5.2.1 汽包

汽包是锅炉设备中最重要的受压元件，也是最厚的受压

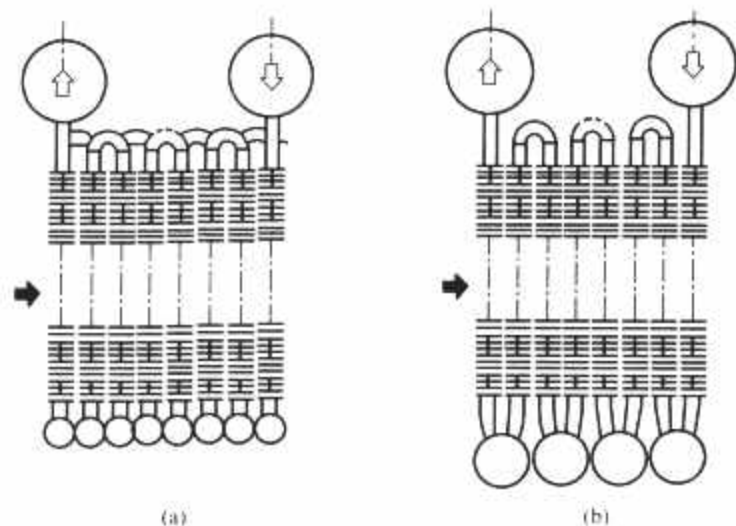


图 12.11-17 蛇形管式

(a) 半流程；(b) 全流程

元件。它是汽水分离、蒸汽净化和建立正常水循环所不可缺少的元件，汽包应保持足够的水容积。汽包上主要附件与常规锅炉类似。

2.5.2.2 内部装置

余热锅炉内部装置设计特点：

(1) 内部装置要考虑锅炉启动和参数变化时汽包上下壁温差的因素，降低热应力，提高启动速度。

(2) 降低内部装置阻力，最大限度提高蒸汽产量。

几种典型的汽包内部装置形式如下：

(1) 强制循环汽包内部装置由内胆，一次惯性分离器和两次波形板分离组成。

(2) 自然循环锅炉汽包内部装置，一般一次分离采用旋风分离器，二次分离采用百叶窗分离器。

(3) 9FA 型余热锅炉（自然循环系统）汽包内部装置，一次分离采用弧形板，二次分离采用钢丝和波形板组合方式。

2.5.3 热膨胀、密封与支吊

2.5.3.1 热膨胀

余热锅炉受到燃气轮机排气或补燃热量热冲击引起的热膨胀，在锅炉的设计和运行中必须充分考虑。以保证锅炉受热部件（包括受压元件和非受压元件）可靠工作。锅炉热膨胀设计的基本要求：

(1) 建立合理的锅炉热膨胀系统，建立有规律的热膨胀方向和相互制约的各部件间的热膨胀关系。

(2) 部件间多种形式的连接和支吊架方式，应尽量减少对部件热膨胀的约束，允许有非自由热膨胀。

(3) 受热部件应有良好的柔性和合理的约束。

(4) 确定受热部件上设计的热膨胀位移和热膨胀方向。

卧式余热锅炉垂直方向整体热膨胀系统可以分为支撑式和悬吊式两种。

支撑式一般用于中小型卧式余热锅炉，本体受热面以下集箱或下汽包为支撑，受热面整体向上膨胀，在炉顶设置膨胀节。

卧式或大型余热锅炉采用悬吊式较多，锅炉受热面模块（管屏）间接或直接吊在锅炉大梁上，受热面整体向下膨胀。

卧式锅炉水平膨胀以前左（或右）主柱基础为固定点，锅炉整体向前和向右（左）膨胀，在入口烟道入口和出口烟道与烟囱间设置非金属柔性膨胀节，以吸收三个方向的热膨胀及满足防振的要求。

立式锅炉一般采用全悬吊结构，锅炉整体向下膨胀，以

锅炉烟囱中心线为膨胀中心，设置导向装置。

2.5.3.2 密封

锅炉密封的作用有二：一是锅炉与外部的密封，防止高温烟气泄漏；二是挡烟作用，保证锅炉内部烟气的有效流动，防止高温烟气短路。

2.5.3.3 支吊

余热锅炉的支吊系统必须与整台锅炉的结构布置系统和热膨胀系统协调配合。支吊装置有本体支吊和管道支吊。

支吊装置的功能主要有：承受部件荷载；限制部件位移（包括线位移和角位移）；控制振动。

2.5.4 钢结构

余热锅炉的钢结构，由梁、柱、支撑等构件组成，是锅炉主要承载部件和支撑骨架。锅炉钢结构形式主要可分为框架式、桁架式或框架式和桁架式相结合的形式，框架式钢结构如图 12.11-18 所示。桁架式或框架式和桁架式相结合的形式，如图 12.11-19 所示。钢结构的连接可以分为焊接连接和高强度螺栓连接或者两者相结合的连接方式。

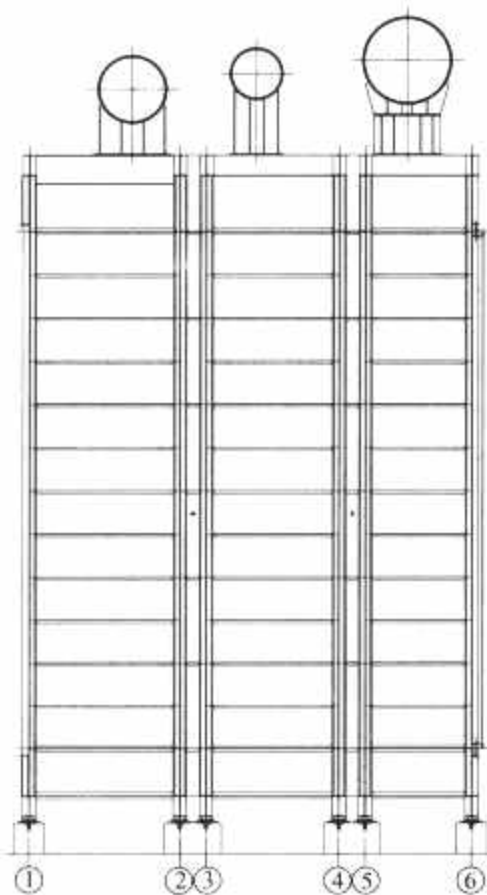


图 12.11-18 框架式钢结构

2.5.5 保温与护板

锅炉本体保温通常采用护板炉墙保温，根据烟气的性质有内保温、外保温和内外相结合的保温方式。一般对清洁燃料的烟气采用内保温冷护板形式，如燃天然气烟气，钢架梁柱和护板结合为一体，为带有内保温的墙板结构。

对燃用重质含尘燃料的烟气，如燃重油、原油等燃料的烟气采用外保温形式。

护板炉墙保温由内衬、固定螺栓组、保温材料、钢丝网和墙板（壳体）等组成。锅炉本体保温一般采用轻质耐火纤维材料和轻质保温材料，内衬由小块衬板搭接而成，有利于热膨胀，搭接的方向应顺着烟气的流向。

管道保温一般采用块状或纤维成形材料，如无石棉硅酸钙、水玻璃膨胀珍珠岩、陶瓷纤维等。

2.5.6 吹灰

余热锅炉的烟气条件为重质含尘燃料的烟气时，锅炉各

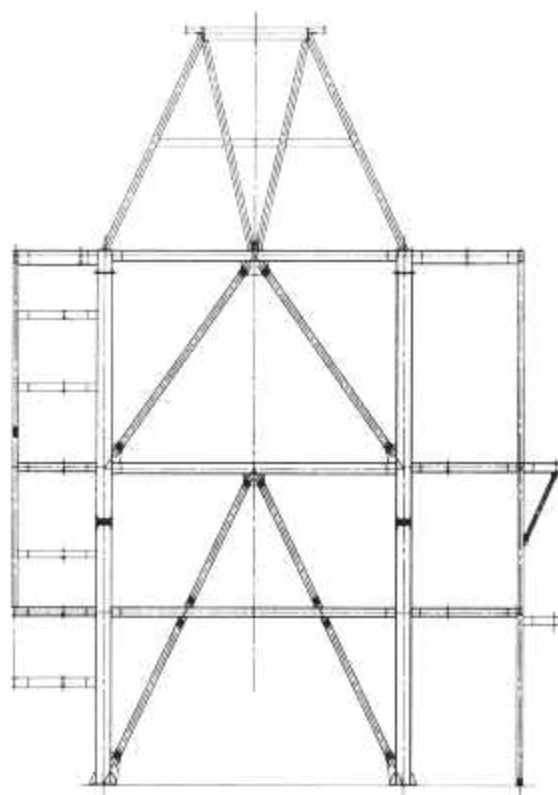


图 12.11-19 桁架式或框架式和桁架式相结合的形式

级受热面表面会积灰，使受热面传热热阻和烟气流动阻力增加，降低锅炉效率，甚至威胁锅炉的安全运行。因此，必须设置必要的吹灰装置。

余热锅炉的吹灰方式一般有蒸汽吹灰和燃气冲击波清灰，也可以采用压缩空气作为吹灰介质。周期为每班吹灰一次或根据受热面情况决定。

2.5.6.1 蒸汽吹灰

蒸汽吹灰一般采用固定旋转式和伸缩旋转式（摆动）吹灰装置，吹灰介质为过热蒸汽，吹灰阀前压力 $p=1.96\sim 3.92\text{MPa}$ ，蒸汽温度小于或等于 350°C ，有效吹灰半径为 $1.0\sim 1.5\text{m}$ 。

蒸汽吹灰枪布置方式有两种：吹灰管垂直于受热面管的横向布置和平行于受热面管子的纵向布置。

2.5.6.2 燃气冲击波清灰

燃气冲击波清灰是利用可燃气体（乙炔、天然气、煤气、液化气等）在发生器内爆燃产生冲击波，通过冲击波和声波的双重作用，对受热表面的灰垢进行强有力的冲刷和振动，利用波能将积灰和结焦带走，达到清灰的目的。燃气压力为 $0.02\sim 0.15\text{MPa}$ ，作用距离为 $2\sim 10\text{m}$ 。

2.6 典型配置 9E 型燃气轮机强制循环余热锅炉

2.6.1 锅炉简介

现以配 9E 型燃气轮机的立式双压带自除氧无补燃强制循环余热锅炉作为例子介绍。

锅炉采用露天塔式布置，全悬吊结构，按七度地震烈度设防，锅炉钢结构为双框架全钢结构，采用框架与桁架组合形式，采用内外保温相结合的护板炉墙结构。锅炉简图如图 12.11-20 所示。

锅炉适用于以重油或天然气为燃料的燃气轮机排气条件，锅炉设计原则：按天然气燃料的排气进行锅炉系统整体布置，结构设计按燃用重油排气考虑，设置烟气旁通烟道，采用单片式烟气挡板门。

2.6.2 烟气条件

烟气参数见表 12.11-9。

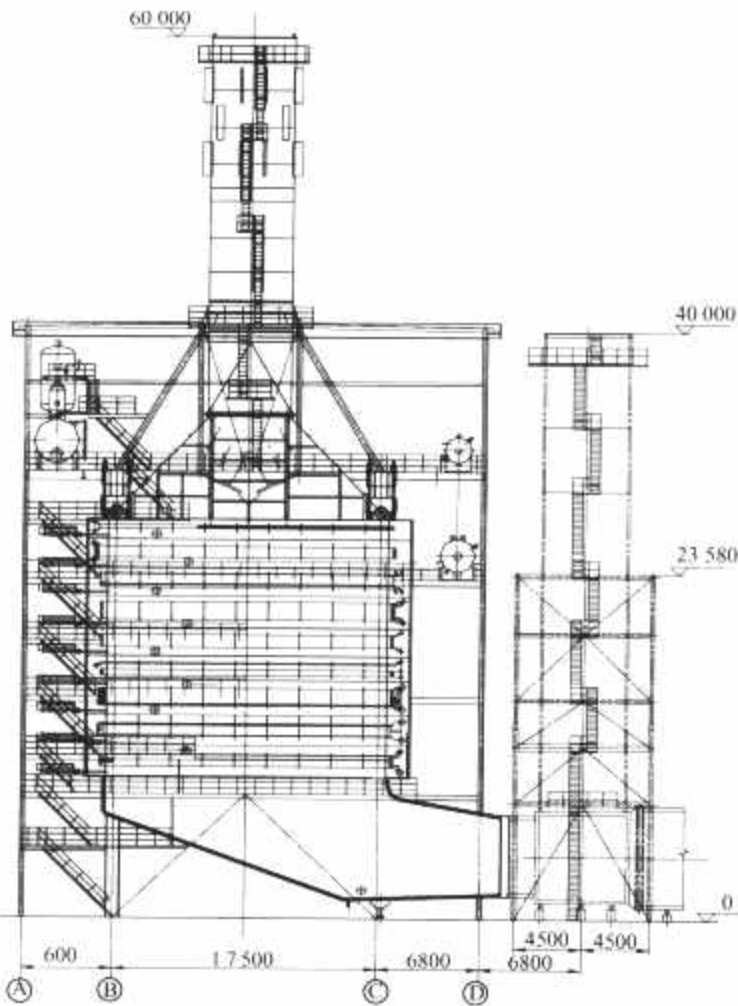


图 12.11-20 9E 型余热锅炉

2.6.3 技术特性

(1) 启动时间：锅炉机组和相关附属设备能够满足两班制运行和燃气轮机快速启停的要求，从启动到满负荷运行所需时间：冷态启动不大于 40min，热态启动不大于 20min。

表 12.11-9 烟气参数

序号	项 目		单 位	设计 工况	校 核 工 况		
					1	2	3
1	环境温度		℃	30	15	30	15
2	燃用燃料			180 号 重油	180 号 重油	LNG	LNG
3	大气压力(表压力)		kPa	101.35	101.35	101.35	101.35
4	相对湿度		%	70	60	70	60
5	燃气轮机排气温度		℃	537	526	556	545
6	燃气轮机排气流量		t/h	1385	1483	1380	1478
7	烟气成分 (V)	Ar	%	0.89	0.9	0.89	0.89
		N ₂	%	74.09	75.55	73.39	74.83
		O ₂	%	13.55	13.84	13.40	13.70
		CO ₂	%	4.13	4.2	3.17	3.22
		H ₂ O	%	7.34	5.51	9.15	7.36
8	烟气有害物	NO _x	mg/m ³				
		CO	mg/m ³	13	19.5	13	13
		SO ₂	mg/m ³	400	400	0	0

- (2)运行方式：滑压运行、定压运行等多种运行方式。
- (3)锅炉在设计工况下，烟气阻力不大于 2.8kPa。
- (4)启动速率控制：高压汽包升温速率小于 5℃/min，升压速率小于 0.3MPa/min，上下壁温差不大于 40℃。
- (5)锅炉岛及相关附属设备具有良好的停炉保压性能，

停炉 12h 内高压汽包压力不低于 2.45MPa。

2.6.4 整体布置与系统

2.6.4.1 双压带自除氧热力系统

锅炉由高压、低压、除氧和凝结水加热系统组成，燃气轮机燃用天然气时，汽轮机侧低压加热器停止工作，凝结水直接进入凝结水加热器。

2.6.4.2 立式布置

为适应燃重油燃料烟气条件，锅炉设计为立式布置，烟气自下而上通过各级受热面。受热面螺旋翅片管水平布置，便于吹扫积灰。

2.6.4.3 热力设计

合理布置受热面，选用合理的节点温差、接近点温差以及端差温度。从而保证余热锅炉最高的蒸汽产量和输出功率。在重油 30℃ 工况下，余热利用率达 76.0%；天然气 30℃ 工况下，余热利用率达 80.4%。

2.6.4.4 锅炉水循环

锅炉水循环采用强制循环方式，蒸发系统自下而上两级布置，选用小口径管子，降低锅炉阻力。

锅炉高压、低压和除氧循环系统设计工况下 100% 负荷时循环倍率分别为 3.5、3.4 和 4.5。

2.6.4.5 锅炉岛范围主要系统

锅炉岛的主要系统包括：烟气系统(引入和排出)；锅炉本体系统；给水、蒸汽系统；高压循环系统；低压循环系统；除氧加热系统；排放系统；给水取样检测系统；加药系统；吹灰系统；锅炉本体照明系统；烟气连通系统；仪表测量及控制系统等。

2.6.4.6 重油烟气的抗腐蚀设计

锅炉根据“先重后轻”的设计原则，锅炉要适用于重油和天然气两种燃料的烟气。重油燃料一般为含硫量约 1.0% 的燃料油，为减轻对余热锅炉的尾部受热面造成的酸腐蚀和堵灰，采取了如下措施：

- (1)材料腐蚀与管壁表面温度的关系研究表明，酸腐蚀最严重的温度范围为 100~130℃。重油工况时凝结水从 76℃ 加热到 95℃，而除氧器的工作温度控制在 125℃，从而低温区避开了酸腐蚀最严重的温度区域。
- (2)各级受热面均采用完善的吹灰措施，尽量减少积灰。
- (3)低温区采用抗腐蚀的管材和材料 ND 钢，这是国内目前比较理想的耐低温腐蚀用钢。
- (4)重油燃料烟气的灰分中含有大量多种金属元素的化合物，易引起锅炉受热面的积灰、腐蚀，但这些化合物一般均为水溶性，所以在锅炉中设置了水冲洗设备，定期进行水冲洗。

(5)烟气含硫量发生变化时，调整除氧器工作压力，改变锅炉排烟温度，允许冷凝水加热器管箱干烧。

2.6.5 结构简介

2.6.5.1 高压汽包及内部装置

高压汽包内径为 2200mm，筒体长为 8000mm，壁厚为 85mm。筒体和封头的材料均为 19Mn6，汽包搁置在钢架梁上，汽包的中心线标高为 24.8m。为保证锅炉运行时获得良好的蒸汽品质，同时又能适应联合循环快速启动及负荷变化的需要，汽包的内部装置采用大直径、双层结构形式，即外壳为承压壳体，内胆为隔离壳体。使汽包筒壁(外壳)能均衡升温。

汽包内设置了二级汽水分离装置。一级分离为内外壳间夹层内汽水混合物从汽包顶部向下喷射，利用惯性，进行重力分离。二级分离为设在汽包顶部蒸汽引出口前的波形板分

离器及均汽孔板。

2.6.5.2 除氧器装置

除氧器技术特性见表 12.11-10。

表 12.11-10 除氧器技术特性		
名 称	单 位	数 据
设计压力(表压力)/温度	MPa/℃	0.6/164
最高工作压力(表压力)	MPa	0.4
除氧水箱有效容积	m ³	60
出力	t/h	240
出水含氧量	mg/L	≤0.015

除氧器装置由除氧头、水箱和汽水分离器三大部分组成，由两只外置分离器出来的蒸汽作为除氧器热源，通过喷雾填料除去主凝结水和补给水的溶氧和不凝气体，水箱具有储水容积和低压蒸发系统中的汽包功能。

2.6.5.3 受热面管箱

锅炉本体自下而上由九个管箱组成，分别是：高压过热器管箱、高压蒸发器①管箱、高压蒸发器②管箱、高压省煤器①低压过热器管箱、高压省煤器②管箱、低压蒸发器管箱、高压省煤器③管箱、除氧蒸发器管箱和凝结水加热器管箱。

每个管箱由受热面管子、集箱、管板、侧板和密封箱等组成一整体管箱结构。受热面管子采用水平错列布置的定尺螺旋翅片管结构，各管箱均在厂内组装成一体出厂。

高压过热器系统设置一级喷水减温器，布置在高压过热器出口，低温过热器不设减温器。

2.6.5.4 支吊、膨胀与密封

锅炉本体受热面管箱通过 8 根吊杆悬吊于钢架上部大板梁上，管箱整体向下均匀膨胀。沿高度方向设置二层止晃点，保证锅炉以中心为对称。

锅炉入口转角烟道采用非金属膨胀节与旁通烟道（或锅炉入口水平烟道）出口相接，吸收整体和烟道的双向膨胀，顶部出口烟道与烟囱采用金属膨胀节。集箱（穿墙管）与管箱壁之间膨胀和密封采用金属膨胀节。

2.6.5.5 吹灰及清洗

锅炉管箱内设置 10 层 30 台旋转伸缩式吹灰器，吹灰枪沿管子纵向布置。锅炉凝结水加热器管排上方和高压蒸发器管排上方设置专用水洗装置，定期冲洗管束积灰。

2.6.6 热力计算汇总

热力计算汇总见表 12.11-11。

表 12.11-11 热力计算汇总						
序号	项 目	单 位	设计 工况	校 核 工 况		
				1	2	3
1	环境温度	℃	30	15	30	15
2	燃气轮机燃用燃料		180 号 重油	180 号 重油	LNG	LNG
3	大气压力(表压力)	kPa	101.35	101.35	101.35	101.35
4	相对湿度	%	70	60	70	60
5	燃气轮机排烟温度	℃	537	526	556	545
6	燃气轮机排烟流量	t/h	1385	1483	1380	1478
7	高压蒸汽压力(表压力)	MPa	5.7	5.8	6.1	6.2
8	高压蒸汽温度	℃	511	500	530	519
9	高压最大连续蒸发量	t/h	170.2	174	180.8	185.6
10	低压蒸汽压力(表压力)	MPa	0.6	0.62	0.63	0.65

续表

序号	项 目	单 位	设计 工况	校 核 工 况		
				1	2	3
11	低压蒸汽温度	℃	254	254.8	258	259
12	低压最大连续蒸发量	t/h	31.1	33.9	28.8	31.4
13	烟气温度	HP 低温过热器出口	℃	461.9	455.5	473.2
		HP 蒸发器出口	℃	286.5	288.0	288.6
		LP 过热器出口	℃	270.8	272.9	271.4
		LP 蒸发器出口	℃	183.4	186.3	181.0
		给水加热器进口	℃	140.5	143.5	123.4
14	工质温度	HP 蒸发器出口	℃	277.8	278.8	281.8
		LP 蒸发器出口	℃	169.4	170.4	170.8
		给水加热器出口	℃	96.3	97.3	67.3
15	HP 过热器减温水量(MCR)	t/h	0.8	1.29	0.7	1.27
16	除氧器用汽量(MCR)	t/h	11.9	12.2	17.9	15.8
17	除氧器工作压力	MPa	0.155	0.179	0.035	0.03
18	凝结水进/出温度	℃	42/76	36/76	42 (停低 温加 热器)	36 (停低 温加 热器)
19	给水温度	℃	127.8	130.8	107.4	106.1
20	锅炉排污率	%	1	1	1	1
21	余热炉排烟温度	℃	128.6	131.5	108.1	107.6
22	余热利用率	%	76.0	75.0	80.4	80.1
23	外形尺寸 (长×宽×高)	m×m ×m	31.8×14.0×60			
24	最大件尺寸 (长×宽×高)	m×m ×m	22.2×6.6×2.8			

注 配国产汽轮机。

2.7 典型配 9FA 型燃气轮机自然循环余热锅炉

2.7.1 锅炉简介

本节介绍配 9FA 型燃气轮机的余热锅炉。锅炉为三压、再热、卧式、无补燃、自然循环余热锅炉，它与 9FA 型燃气轮机相匹配，蒸汽可供一套 100MW 级汽轮发电机组使用。

锅炉按室外布置设计，采用单框架结构，受热面全悬吊形式，正压运行，各区段烟道均能承受燃气轮机正常运行的排气压力及热冲击力。适用于以天然气为燃料的燃气轮机排气条件，按地震烈度七度设防，设置主烟囱烟气挡板门机构。

2.7.2 烟气条件

ISO 工况烟气条件见表 12.11-12。

表 12.11-12 ISO 工况烟气条件			
序 号	项 目	单 位	数 值
烟 气 条 件			
1	环境温度	℃	15
2	大气压力	10 ⁵ Pa	1.013
3	湿度	%	60
4	燃气轮机燃料		天然气
5	燃气轮机排气流量	t/h	2370.25
6	锅炉进口烟温	℃	603.7

续表

序号	项 目	单 位	数 值
7	排气成分 (V)	N ₂	%
		CO ₂	%
		H ₂ O	%
		O ₂	%
		Ar	%
		SO ₂	%
			74.60
			3.85
			8.06
			12.60
			0.89
			0.00

2.7.3 技术特性

(1) 机组使用寿命 25 年，锅炉运行启动模式（次数）见表 12.11-13。

表 12.11-13 锅炉运行启动模式（次数）

启动方式	每年启动次数	寿命期内启动总次数
冷态启动	5	125
温态启动	35	875
热态启动	330	8250
极热态启动	0	0
总 计	370	9250

- (2) 锅炉的负荷变动率不小于 5%/min。
- (3) 高压蒸发系统最小循环倍率为 8，中压和低压蒸发系统最小循环倍率为 15。
- (4) 启动温升速率：高压部分小于 4.4℃/min，中压部分小于 9.3℃/min，低压部分小于 27.8℃/min。
- (5) 锅炉在设计工况下，烟气阻力（静压）不大于 3.3kPa。

2.7.4 整体布置与系统

(1) 锅炉采用三压、再热热力系统，由高压过热、中压过热及再热、低压过热和凝结水加热系统组成，9FA 型余热锅炉原则性系统图如图 12.11-21 所示。

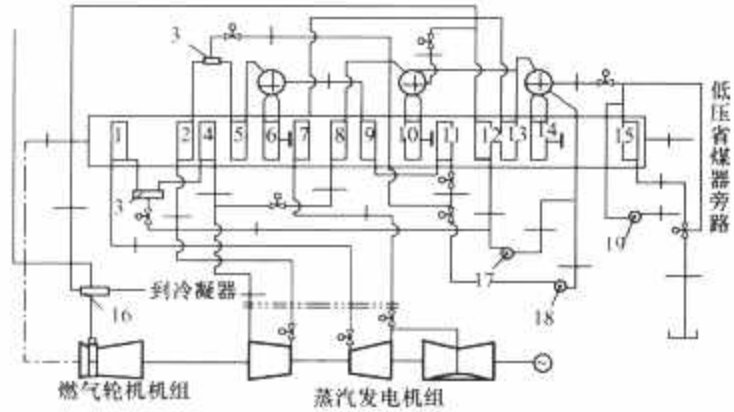


图 12.11-21 9FA 型余热锅炉原则性系统图

- 1—再热器 2；2—高压过热器 2；3—减温器；4—再热器 1；5—高压过热器 1；6—高压蒸发器；7—低压过热器 2；8—中压过热器 1；9—高压省煤器 2；10—中压蒸发器；11—高压省煤器 1；12—中压省煤器 1；13—低压过热器；14—低压蒸发器；15—给水加热器；16—燃料加热器；17—中压给水泵；18—高压给水泵；19—再循环泵

- (2) 锅炉采用卧式布置，自然循环。烟气水平通过各级受热面，受热面均采用开齿螺旋翅片管，垂直顺列布置。
- (3) 合理布置各级受热面，选用合理的各级节点温差和接近点温差。设计工况下蒸发器的节点温差为 8~10℃，省煤器接近点温差为 5~10℃。
- (4) 余热锅炉排烟温度为 80~90℃。给水加热器采用给水再循环措施，确保 60℃ 给水进入给水加热器，防止烟

气水露点腐蚀。

2.7.5 结构简介

2.7.5.1 汽包及内部装置

高压汽包两端配球形封头，中压和低压汽包两端配椭圆形封头，封头均设有人孔装置。筒体和封头的材料均为 SA-516Gr70。汽包内部装置设置二级分离装置，一级分离为圆弧挡板惯性分离器，二级分离为带钢丝网的波形板分离器。

2.7.5.2 受热面模块

锅炉本体受热面采用标准设计模块结构，由垂直布置的顺列开齿螺旋翅片管和进出口集箱组成。锅炉受热面由 3 排 6 组 18 个模块组成。模块设计在垂直和水平方向设置防振支架和防振隔板，使模块固有频率与共振频率的比值小于 0.8，避免卡门涡流产生的振动和噪声。

高压过热器和再热器都分有高温段 2 和低温段 1，中间设置喷水减温器。其余模块有中压和低压过热器、高压、中压和低压各级蒸发器、高压、中压省煤器和给水加热器高温段 2 和低温段 1。设计工况下进给水加热器水温为 60℃。

2.7.5.3 支吊、膨胀与密封

锅炉从顶部横梁开始采用全悬吊结构。锅炉本体出口和出口烟道间设置非金属膨胀节，吸收三个方向膨胀和推力。

典型炉顶管子引出采用柔性膨胀密封和支吊结构，如图 12.11-22 所示。锅炉底部管子与内衬膨胀密封如图 12.11-23 所示。

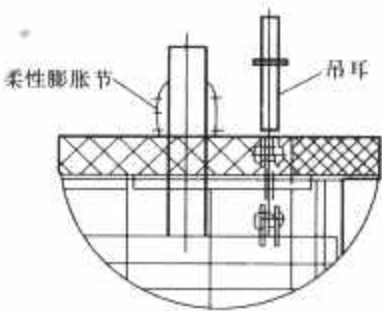


图 12.11-22 支吊与密封

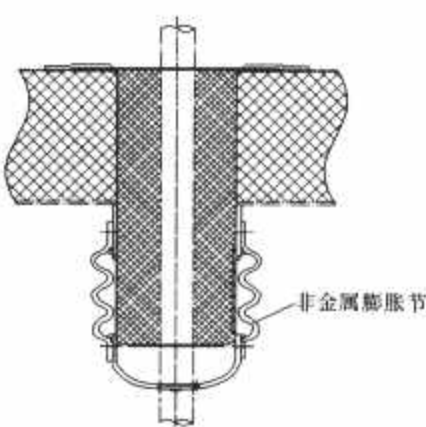


图 12.11-23 膨胀与密封

2.7.6 热力计算汇总

热力计算汇总见表 12.11-14。

表 12.11-14 热力计算汇总

序号	项 目	单 位	数 值
1	环境温度	℃	15
2	大气压力	10 ⁵ Pa	1.013
3	湿度	%	60
4	燃气轮机燃料		天然气
5	燃气轮机排气流量	t/h	2370.25
6	锅炉进口烟温	℃	603.7

续表			
序号	项 目		数 值
7	高压部分	最大连续蒸发量	t/h 282.96
		额定蒸汽出口压力(表压力)	MPa 9.72
		额定蒸汽出口温度	℃ 566.6
8	再热部分	最大连续蒸发量	t/h 312.015
		额定蒸汽出口压力(表压力)	MPa 2.10
		额定蒸汽出口温度	℃ 566.2
		冷再热蒸汽流量	t/h 271.245
		冷再热蒸汽温度	℃ 365.8
9	中压部分	最大连续蒸发量	t/h 40.051
		额定蒸汽出口压力(表压力)	MPa 2.26
		额定蒸汽出口温度	℃ 297.2
		省煤器出口移出热量温度	℃ 213.7
		省煤器出口移出热量流量	t/h 30.916
10	低压部分	最大连续蒸发量	t/h 41.437
		额定蒸汽出口压力(表压力)	MPa 0.31
		额定蒸汽出口温度	℃ 300.1
11	烟气温度	高压过热器(2)出口温度	℃ 582.1
		再热器(1)出口温度	℃ 528.4
		高压过热器(1)出口温度	℃ 464.2
		高压蒸发器出口温度	℃ 322.2
		低压过热器(2)出口温度	℃ 316.6
		中压过热器出口温度	℃ 315.3
		高压省煤器(2)出口温度	℃ 265.6
		中压蒸发器出口温度	℃ 236.3
		高压省煤器(1)出口温度	℃ 198.3
		中压省煤器出口温度	℃ 197.2
		低压过热器(1)出口温度	℃ 195.8
		低压蒸发器出口温度	℃ 158.7
12	工质温度	高压蒸发器出口温度	℃ 312.8
		高压省煤器(2)出口温度	℃ 306.6
		中压蒸发器出口温度	℃ 223.0
		中压省煤器出口温度	℃ 213.7
		低压蒸发器出口温度	℃ 148.9
		给水加热器(2)出口温度	℃ 143.9
		给水加热器(1)进口温度	℃ 60.0
13	再热器进口(中压过热器出口)压力(表压力)		MPa 2.26
14	给水加热再循环量		t/h 207.938
15	高压省煤器给水温度		℃ 151.8
16	中压省煤器给水温度		℃ 149.7
17	凝结水温度		℃ 35.1
18	锅炉排烟温度		℃ 85.9
19	锅炉外形尺寸(长×宽×高)		m×m×m 37.599×20.2×34.7

3 联合循环汽轮机

3.1 原理、系统和特点

3.1.1 基本原理

联合循环汽轮机是利用余热锅炉产生的高温高压蒸汽来做功的动力机械。它一般由以下部分构成：汽轮机，凝汽器

及循环水系统，凝结水泵，汽轮机旁路系统，汽封和疏水冷却系统，汽轮机控制和保安系统，蒸汽截止阀和调节阀以及蒸汽配管及阀等。

联合循环用的汽轮机和常规火电站汽轮机在原理和结构上基本相同，但因联合循环汽轮机的蒸汽来自余热锅炉，因此它有与常规火电站汽轮机不同的一些特点。

3.1.2 与常规汽轮机的不同点

(1) 汽轮机的功率及参数不仅受当地冷却水温的影响，主要还取决于燃气轮机的排气参数和联合循环中燃气轮机配置的数量。

联合循环汽轮机使用的蒸汽来自余热锅炉，因此汽轮机功率及参数不仅受当地冷却水温的影响，主要还取决于燃气轮机的排气参数及联合循环中燃气轮机配置的数量。

联合循环按结构配置可分类为一拖一和多拖一两种系统。所谓一拖一系统是指 1 台燃气轮机及余热锅炉配 1 台汽轮机的系统；多拖一系统则是指多(数)台燃气轮机及余热锅炉配 1 台汽轮机的系统。汽轮机的功率大约为燃气轮机总功率的 1/2。一般一拖一联合循环汽轮机的功率都较小，如 GE 公司的 109FA 型联合循环汽轮机的额定功率为 133MW。而多拖一联合循环汽轮机的功率则要大得多，如 GE 公司的 209FA 型联合循环(2 台 FA 级燃气轮机及余热锅炉配 1 台汽轮机)汽轮机的额定功率为 280MW。

由于燃气轮机的性能受大气条件的影响较大，因此，即使配同一型号的燃气轮机，在不同地点安装时，汽轮机的功率和参数也会有很大差别。

(2) 不采用汽轮机的抽汽来加热给水。为了充分利用燃气轮机排出的燃气热能，联合循环汽轮机一般不采用抽汽加热给水，而尽量将给水的加热全部放在余热锅炉中去完成，以使余热锅炉的排烟温度尽可能降低(对采用天然气这种不含硫燃料的联合循环，余热锅炉排烟温度最低可达 80~90℃)。

(3) 多压进汽。联合循环用汽轮机为得到较高的余热回收效率，装置循环一般采用非再热多压式或再热多压式(三压)的进汽方式。对多种机型的计算表明：联合循环由单压改为双压，可以使循环效率提高 2.1%~3.7%；从双压改为三压，效率也略有增加，但得益减少，只增加 0.4%~0.8%；如增加再热将会使联合循环效率再增加 1.6%~1.7%。当然，由单压改多压，或增加再热，都将相应增加电站的造价，必须权衡经济上的得失。

(4) 与同功率常规火电站汽轮机相比，高压缸的蒸汽流量较小，而低压缸的蒸汽流量较大，与同功率常规火电站汽轮机相比较，多压式汽轮机的叶片通道中没有设抽汽口，反而有新的蒸汽流量加入，所以联合循环多压汽轮机的高压缸通流能力较小，而低压缸的通流能力偏大。常规火电站汽轮机中，排入凝汽器的蒸汽流量约为高压主蒸汽流量的 70%左右，而对联合循环多压式汽轮机，排入凝汽器的蒸汽流量约比主蒸汽流量大 30%(见表 12.11-15)，设计的排汽面积应加大，末级叶片比同功率常规火电站汽轮机要长。

表 12.11-15 联合循环汽轮机与常规火电汽轮机主蒸汽及排汽流量的比较

项 目	联合循环汽轮机 (三压再热)	常规火电站 汽轮机(再热)
功率(MW)	135	135
主蒸汽流量(kg/h)	281 800	396 500
低压缸排汽流量(kg/h)	369 700	271 304
排汽流量/主蒸汽流量	1.311 9	0.684

(5) 全周进汽，滑压运行。通常，联合循环汽轮机发出的功率仅占整个电厂的 1/3 左右，如果电厂的功率调节由汽轮机单独承担，一方面调节范围有限，另外也不经济。因此汽轮机一般不直接参加电网的一次调频和二次调频，整个电厂的一、二次调频通过燃气轮机功率的调整来完成。

汽轮机的运行方式和调节特点紧密相连，由于上述特点，联合循环汽轮机普遍采用“机跟炉”的运行方式，这种方式体现在汽轮机设计上是采用全周进汽，不设调节级，采用变压（滑压）运行，压力随蒸汽流量的变化而变化。这不仅提高了通流效率，也使汽轮机有了更好的变工况性能。

滑压运行一般在额定负荷的 50%~100% 的范围内实施；部分负荷采用滑压运行时，较低的压力可以使余热锅炉多吸收一些热量，从而使汽轮机的功率比定压运行时有所增加，另外还可以降低低压缸后几级叶片的蒸汽湿度。

(6) 采用非抽汽式除氧器或带除氧的凝汽器。非抽汽式除氧器，一般指利用余热锅炉的热量或其他热源（如辅助锅炉）去加热除氧器中的给水，而不是像常规火电站用汽轮机，采用抽汽来加热给水；通常联合循环汽轮机在运行中，还经常采用凝汽器完成给水除氧的功能，而在启动过程中增加非抽汽式的启动除氧器，以保证在启动和低负荷运行时也有可靠的除氧功能。

(7) 要求适应调峰、两班制运行和快速启动。为适应快速启动，汽轮机通流和结构设计上要作特殊考虑，例如采用大刚性的单层结构气缸，使气缸能快速膨胀；胀差小、大圆角、小应力集中的整锻转子，以适应较大的温度差；提高末级叶片根部的反动度，以适应大的变工况运行等。

(8) 大容量旁路系统。因联合循环发电装置在启动时余热锅炉产生蒸汽的压力、温度随燃气轮机负荷增加对应地上升，初期的低压低温蒸汽不能引入汽轮机中，而是通过旁路系统进入凝汽器，以防止汽轮机热应力的产生。

大多数联合循环汽轮机为适应快速启停的运行要求，以及凝汽器能接受汽轮机事故工况后余热锅炉所产生的全部蒸汽量，汽轮机的旁路大多设计为 100% 容量。机组解列及停机时也能把蒸汽通过旁路引入凝汽器中。

3.2 功率和参数的选择

3.2.1 参数选择的原则

联合循环汽轮机功率的确定和参数的选择受燃气轮机排气参数的限制。汽轮机参数选择的任务是在燃气轮机确定的情况下，尽量提高蒸汽循环的功率和效率，同时兼顾设备的制造成本应在可以接受的范围内。提高蒸汽循环的功率有多种措施：多压蒸汽循环；提高汽轮机的进汽参数；选择效率高的叶型以提高汽轮机的内效率等。关于多压蒸汽循环和高效率叶片型线的选择，大典有专门的篇章或章节论述，此处不再赘述。这里只对进汽参数的选择作一简单的分析。

3.2.2 主蒸汽温度的确定

主蒸汽温度的选择具体参见本章第 2 节“余热锅炉”。F 级燃气轮机的排气温度在 590℃ 左右，考虑采用常用的汽轮机高温材料，汽轮机的高压主蒸汽温度大多取为 538℃ 或 566℃；由于再热蒸汽压力较低，再热温度可以选择 566℃。燃气轮机排气温度低于 538℃ 一般不考虑采用再热。

3.2.3 主蒸汽压力的选择

如果提高主蒸汽压力，其他条件相同，则产生蒸汽量减少，热交换量相应减少，余热锅炉效率降低。然而，对多压汽轮机而言，适当提高主蒸汽压力，由于供给了较高热量的蒸汽，会提高蒸汽循环的效率。但由于容积流量减少，使高

压部分叶片长度下降，从而使叶片端部二次流损失增加，也会引起汽轮机内效率的下降，同时，由于压力升高，高压汽封漏汽和低压缸末几级的蒸汽湿度都将加大，使汽轮机效率进一步下降。对联合循环汽轮机，应存在热效率最大的压力，它根据各种条件变化而变化。

同时，提高主蒸汽压力还会增加汽轮机的重量，从而增加制造成本，运行的灵活性也会受到影响。

因此，对一定功率等级的汽轮机，当选定了高压蒸汽温度后，应通过综合技术经济比较来选择蒸汽压力。

下面对各种型号的燃气轮机在一拖一单压联合循环的方式下进行了计算，计算结果示于图 12.11-24 中。图 12.11-24 中显示了对各种型号燃气轮机在选取不同主蒸汽压力下的汽轮机功率变化曲线，设定主蒸汽压力为 3MPa 时的汽轮机功率为 1；汽轮机的主蒸汽温度示于图 12.11-24 的右侧。不难看出，功率随主蒸汽压力变化的规律因燃气轮机的排气参数而异。

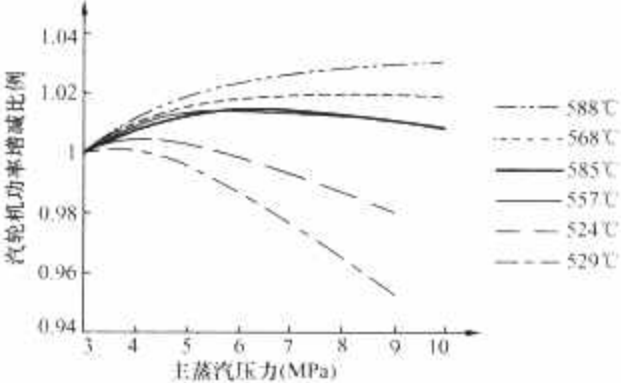


图 12.11-24 主蒸汽压力与汽轮机功率的变化关系

一般而言，燃气轮机的容量越小，排气温度越低，最大功率的主蒸汽压力越小；反之，最大功率的主蒸汽压力越高，汽轮机的功率甚至随主蒸汽压力的加大而增大。

为此，各主要联合循环设备制造厂商都提出了各自联合循环汽轮机的参数规范（参见表 12.11-5~表 12.11-7）。表 12.11-16 表示根据燃气轮机的初温考虑的主蒸汽压力的大致范围。

表 12.11-16 主蒸汽（余热锅炉出口）压力

组合形式	一拖一型	多拖一型
1100℃级	6.86~7.85 MPa (双压)	6.86~7.85MPa (双压)
	8.83~10.79MPa (三压)	13.73MPa 以上 (三压)
1500℃级	13.73MPa 左右 (三压)	13.73MPa 以上 (三压)

主蒸汽（余热锅炉）压力的决定还要考虑到燃气轮机的流量、汽轮机与燃气轮机的组合和汽轮机末级湿度等多种因素。

3.2.4 中压进汽和再热压力

再热压力对汽轮机出力没有显著影响。因为中压进汽管与汽轮机的冷再热管路相连接，再热压力将最终决定中压进汽压力值。热再热压力影响再热系统的容积流量，因此对余热锅炉和汽轮机的设计有重大影响。联合循环的热再热压力取决于中压汽轮机第一级喷嘴通流面积的设定。对 GE 公司的 207FA 型联合循环（2 台 7FA 燃气轮机配单台汽轮机）所配置的 D-11 系列汽轮机，基本负荷工况的热再热压力为 2.3MPa，而在配 209FA 型联合循环（2 台 9FA 燃气轮机配单台汽轮机）时，热再热压力则为 2.52MPa。这些结果非

常接近于联合循环汽轮机功率的最佳值。

3.2.5 低压进汽压力

低压进汽压力值也是应进行优化的一个参数，它还包括确定在蒸汽流道中放置低压进汽口的位置。一般，选择使用中压排汽作为来自余热锅炉低压过热器的蒸汽进入汽轮机的连接点。这一位置有利于中压和高压两部分流道的高效率设计和标准化。在中低压分缸的结构中，连通管压力即为中压排汽压力，也是低压进汽压力。低压进汽压力与余热锅炉低压汽包压力直接相关，它影响到余热锅炉受热面积的大小并最终确定余热锅炉排烟温度和整个底部循环的热效率。作为上述这些不同考虑的结果，即优化低压进汽/连通管压力的目标是：最大汽轮机出力；最小的整台汽轮机及其附属装置 (BOP) 的成本；对联合循环和余热锅炉的最小影响；以及最大的汽轮机通流和整个联合循环的效率。图 12.11-25 表示低压进汽压力的变化对汽轮机出力影响的例子。对 GE 公司 207FA 型联合循环配置的汽轮机，优化的低压进汽压力为 0.38MPa，对 209FA 型则为 0.45MPa。

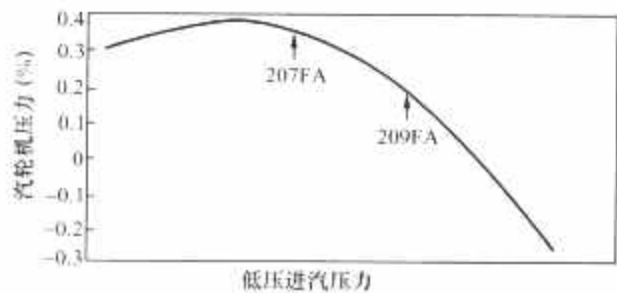


图 12.11-25 汽轮机相对出力与低压进汽压力的关系

3.3 排汽面积和末级叶片高度的选择

3.3.1 排汽面积

当蒸汽离开凝汽式汽轮机的末级时，可能以动能的形式携带相当大的有用功至凝汽器中。汽轮机设计师需要在减少排汽损失和增加汽轮机设备投资成本间的平衡方面作排汽面积的选择。

离开排汽环面的轴向速度（下称排汽速度）选择过低时，由于叶栅内部非设计工况效率低和角度偏离的影响，总排汽损失比轴向余速损失分量要大得多。大部分设计者都将排汽速度控制在 150~300m/s 的范围内。大于 300m/s 时其他附加损失会加大。

联合循环汽轮机低压缸排往凝汽器的蒸汽容积流量比常规火电站汽轮机低压缸的排汽容积流量大得多（见表 12.11-17）。

表 12.11-17 联合循环汽轮机与常规火电汽轮机各部分蒸汽容积流量的比较

135MW 汽轮机		三压再热联合循环汽轮机 (A)	常规火电站再热汽轮机 (B)	容积流量比 (A/B)
主蒸汽	压力 (MPa)	10.1	13.24	0.96
	温度 (℃)	538	535	
	质量流量 (kg/h)	281 800	396 500	
	容积流量 (m³/s)	2.705	2.821	
再热蒸汽	压力 (MPa)	3.35	2.23	0.65
	温度 (℃)	566	535	
	质量流量 (kg/h)	310 200	324 918	
	容积流量 (m³/s)	9.768	14.869	

续表

135MW 汽轮机		三压再热联合循环汽轮机 (A)	常规火电站再热汽轮机 (B)	容积流量比 (A/B)
排向冷凝器的蒸汽	压力 (kPa)	5.2	5.2	1.35
	温度 (℃)	33.6	33.6	
	蒸汽湿度 (%)	8.7	8.42	
	质量流量 (kg/h)	369 700	271 304	
	容积流量 (m³/s)	2547.541	1882.9	

如表 12.11-17 中数据所示：对功率为 135MW 左右的汽轮机，联合循环三压再热汽轮机的排汽容积流量约为常规火电汽轮机的 1.35 倍。这是因为常规火电站汽轮机通常有多级抽汽用于加热给水，而在联合循环汽轮机中，不仅没有抽汽口，反而要在下游部位加入大量低压蒸汽的缘故；同时，末级叶片所产生的功率也加大，约为整个汽轮机功率的 15%，（常规火电汽轮机的末级叶片只占 10% 左右），因此，末级叶片和排汽环形面积的选取对汽轮机的效率和运行的安全性影响很大。

对于联合循环汽轮机，排汽流量不仅受冷却水温和背压的影响，还受到燃气轮机功率变化的影响，由于不同的大气条件，全年燃气轮机最大功率的变化在 10% 以上。因此，在设计中，需考虑使排汽压力/排汽速度保持在合理范围内，即，使排汽面积的选择在汽轮机全年运行的综合经济性最高。

汽轮机排汽容积流量和排汽速度受到两个因素的影响：即直接受凝汽器的质量流量（燃气轮机/余热锅炉生产蒸汽）和与排汽压力有关的容积流量的影响。比如，在低环境温度下，燃气轮机输出功率和余热锅炉产生蒸汽的质量流量均可高于电厂额定点。同时，凝汽器（排汽）压力又与冷却水温直接有关，在低周围空气/冷却水温度下凝汽器压力下降，使排汽速度大大高于额定值。

在高环境温度条件下，燃气轮机空气流量和余热锅炉产生蒸汽质量流量会下降，由此降低了进入汽轮机的质量流量，并降低了排汽速度。同时，高周围空气温度和/或高循环水温增加了排汽压力，因为比容的降低更进一步降低了排汽速度。这与常规火电站汽轮机凝汽器与低蒸汽流量相联系的降低凝汽器负荷导致产生低排汽压力的情况有点不同。总之，联合循环汽轮机设计师应对联合循环运行方面的特点有所了解，将汽轮机设计成能满足在全部要求的范围内安全而高效地运行。其他变化，比如在余热锅炉中增加补燃，和热电联产应用中过程（冷却）蒸汽流量的变化等因素，也都必须在排汽尺寸中加以考虑。

3.3.2 末级叶片高度的选择

末级长叶片运行的经济性和可靠性是各汽轮机制造厂商长期追求的目标，一只成熟的长叶片都要经过精心的设计和复杂的实验研究过程，在以后的使用过程中，一般不会再改变它的几何尺寸。大多数制造厂商都挑选出一组不同高度的长叶片，并采用多排汽口的组合来满足不同排汽流量的需求。例如：GE 公司为 209FA 型联合循环的 D11 型汽轮机采用了 2 只末级长叶片，末级叶片的高度分别为 851mm 和 1067mm。三菱公司为 50Hz 的联合循环汽轮机推出了一组末级长叶片，末级叶片的高度和使用范围见表 12.11-18。

表 12.11-18 三菱公司联合循环汽轮机
末级叶片的配置 (50Hz)

序 号	高 度 (mm)	功 率 (MW)	
		单排汽	双排汽
1	762		<150
2	899	<180	260~440
3	1029	180~260	>440
4	1219		>440

表 12.11-19 列出了 GE 公司用在 50Hz 联合循环汽轮机的末级动叶 (LSB) 系列。值得注意的是几种适于在高背压下运行的动叶。这些设计的高可用性提供了电站选址时的灵活性。采用空气冷却凝汽器的电厂可能需要选择这些适应高背压的末叶片。

由于联合循环汽轮机低压缸末级叶片的负荷和排汽流量较大,对叶片的气动性能和强度与振动性能应该有更严格的要求;并应具有良好的防水蚀性能。对于调峰运行 (特别是季节调峰和两班制运行) 的机组,还应要求末级叶片具有良好的小容积流量下的气动特性和阻尼减振特性。

研究汽轮机出力与排汽压力的关系可以清楚得出,具有较大环形面积的汽轮机在低背压下具有较好的性能。而具有较小排汽端环形面积的汽轮机在高背压下有较好的性能。

表 12.11-19 GE 公司可应用于联合循环
汽轮机的末级动叶 (50Hz)

频 率	长 度		节 径		并 行 流 道 数 的 排 汽 环 形 面 积			
					1	1	2	2
Hz/r/min	in	mm	in	mm	ft ²	m ²	ft ²	m ²
50/3000	15 ^①	381	64.2	1631	21.0	1.95	—	—
50/3000	17.5	445	70.0	1778	26.9	2.50	—	—
50/3000	22H ^②	559	88.0	2235	42.2	3.92	84.4	7.84
50/3000	26	660	91.0	2310	51.6	4.79	103.2	9.59
50/3000	33.5	851	99.5	2530	72.7	6.75	145.4	13.51
50/3000	42	1067	110.4	2804	101.2	9.40	202.4	18.80
50/3000	48 ^②	1219	120.0	3048	125.7	11.68	251.4	23.36

① 适合于排汽压力增大的范围。

② 限于再热循环应用。

3.4 汽轮机的结构和布置

3.4.1 单缸汽轮机

3.4.1.1 采用单缸汽轮机的优点及设计上的要点

表 12.11-20 高低压一体转子材料成分 (3 例)

材 料	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	V	W	Nb	Al	备 考
A	0.21~0.30	≤0.10	0.35~1.00	≤0.015	≤0.003	0.50~0.95	2.00~2.50	0.90~1.25	0.21~0.29	—	—	—	规 格
B	0.24	≤0.03	0.5	≤0.003	≤0.001 5	1.70	2.25	1.10	0.20	0.20	0.015	—	目 标
C	0.24	0.02	0.20	0.004	0.004	1.48	1.99	1.69	0.23	—	—	0.004	水平分析

表 12.11-21 高低压一体转子材料的强度

材 料	高温部分	低温部分		备 考
	蠕变强度	0.02%屈服强度 (MPa)	50%FATT (°C)	
A	与 CrMoV 同	≥700	≤80 (实绩为 4~8)	规 格
B	同上	≥640	≤30	目 标
C	同上	约 650	-5~25	试验结果

与常规火电站汽轮机比,联合循环的汽轮机容量较小,采用单缸汽轮机的情况很多。单缸汽轮机结构如图 12.11-26 所示。单缸汽轮机与常规火电站的高 (中) 压缸与低压缸分开的双缸汽轮机结构相比,机组长度可大幅度减小,设备成本、汽轮机基础与汽轮机房的建设成本都可降低。部件数也大大减少,可靠性及维护性能得到改善。单缸汽轮机设计上的要点为:

(1) 由于是单流,为防止排汽损失增大,采用长度大的末级叶片。

(2) 采用高温部分蠕变强度优良,低温部分拉伸强度优良,并具备韧性的高低压一体化转子。

3.4.1.2 高低压一体化转子

目前,联合循环用单缸汽轮机有大容量化的趋势。图 12.11-26 所示单缸汽轮机额定出力为 205MW,末级叶片长 1029mm (40.5in)。要制造这样大型的单缸汽轮机,高低压一体化转子是不可缺少的。

(1) 高低压一体化转子必需的特性。单缸汽轮机采用的高低压一体转子要求高压侧有与常规火电站汽轮机高压转子同样水平的高温强度 (蠕变强度),其低压侧有与常规火电站汽轮机低压转子同样水平的常温强度 (抗拉强度),同时要求具有优良的韧性。为在同一根转子上达到上述两种相反的要求,必须在进行材料成分优化的同时,采取倾斜淬火等热处理方法。

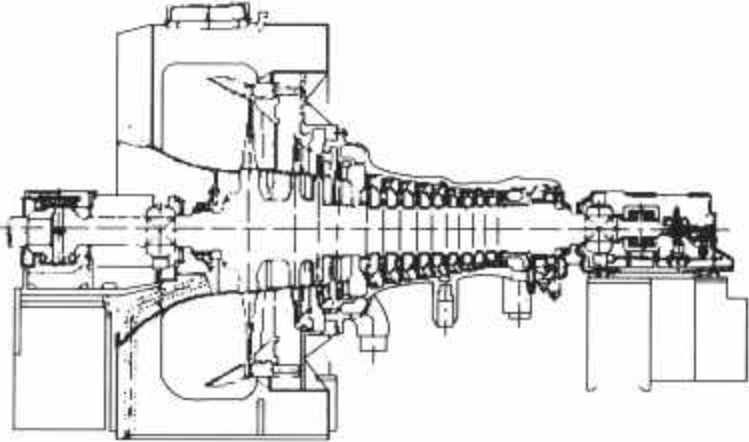


图 12.11-26 205MW 单缸汽轮机纵剖面图

(2) 化学成分。表 12.11-20 列出了高低压一体转子的材料成分 (3 例)。各转子材料都将原来对应于 1%CrMoV 的 Cr 成分增加了,其他成分则进行了优化。

(3) 材料特性。表 12.11-21 汇总了 3 种高低压一体转子的强度数据。

(4) 热处理方法。为得到高低压一体转子材料高压部分与低压部分各自的特性,要采用对高压部分、低压部分同时适用的不同淬火方法,即所谓的倾斜淬火法。

图 12.11-27 表示热处理的结构示意图。转子的高压部分处于热处理炉膛的高温区，转子的低压部分处于炉膛的低温区，并与高温区隔开，这样，高温部分与低温部分就可施以不同的热处理方法。热处理的特点是：对高温部分，在高温下加热后用强制空冷以比较慢的冷却速度淬火，低温部分用水喷射以较快的冷却速度淬火。

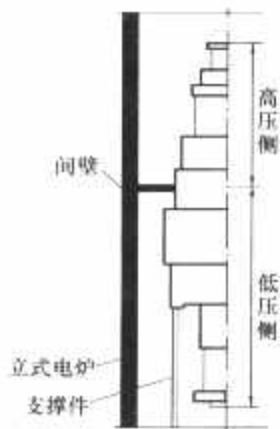


图 12.11-27 高低压一体
转子材料热处理要点

3.4.1.3 单缸轴向排汽汽轮机

轴向排汽汽轮机的优点是：

- (1) 气缸的扩压效果好，排汽损失可降低。
- (2) 汽轮机运转平台标高可降低，汽轮机基础成本、汽轮机厂房建造成本可降低。

3.4.2 双缸汽轮机：包括轴向或向下排汽

对功率较大的联合循环汽轮机（例如 F 级燃气轮机多拖一型联合循环汽轮机），低压缸排汽流量很大，受末级叶片高度的限制，需要做成双排汽口才能满足排汽通流面积的

需要，这就需把汽轮机设计成双缸结构。它适用于双压、三压和再热循环的汽轮机。

双缸汽轮机也有轴向排汽和向下排汽之分，按缸的结构又可分为高中压合缸型和中低压合缸型。

由于采用全周进汽，运行时调节阀经常全部打开，没有常规火电站汽轮机复杂的分组调节喷嘴布置，气缸和转子受热较均匀，有利于快速启动和调峰运行；主汽门和调节汽门一般都是成组并对称的布置。

3.4.3 联合循环汽轮机组的布置

3.4.3.1 单轴型联合循环汽轮机组的布置特点

(1) 轴布置形式。单轴型布置是指燃气轮机、汽轮机与发电机的转子排列在一根轴线上，并互相串联成一体。其排列顺序有两种：一种是以燃气轮机→发电机→汽轮机次序组合的称为 CGS 型，如图 12.11-28 所示；另一种是燃气轮机→汽轮机→发电机次序组合的称为 CSG 型（见图 12.11-29）。

(2) 两种轴布置形式的特点。两种形式的特点见表 12.11-22。下面就几个问题作具体分析：

1) 轴连接方式。CSG 型布置可采用刚性连接，连接可靠性高，适用于大容量机组。CGS 型布置，因汽轮机转子与静子的胀差增大，汽轮机与发电机之间改用挠性连接。具体连接方式有挠性联轴器（隔膜式联轴器）与齿轮联轴器两种。也可采用附有断开功能的齿轮离合器（如 SSS 离合器）。

2) 推力轴承。对 CGS 型的情况，由于采用了一个挠性连接，燃气轮机、汽轮机二者都必须有推力轴承。而对 CSG 型的情况，因为都采用刚性连接，燃气轮机、汽轮机可共用推力轴承，通常，设置在燃气轮机侧。由此，机组长度可缩短，机械损失可减小。

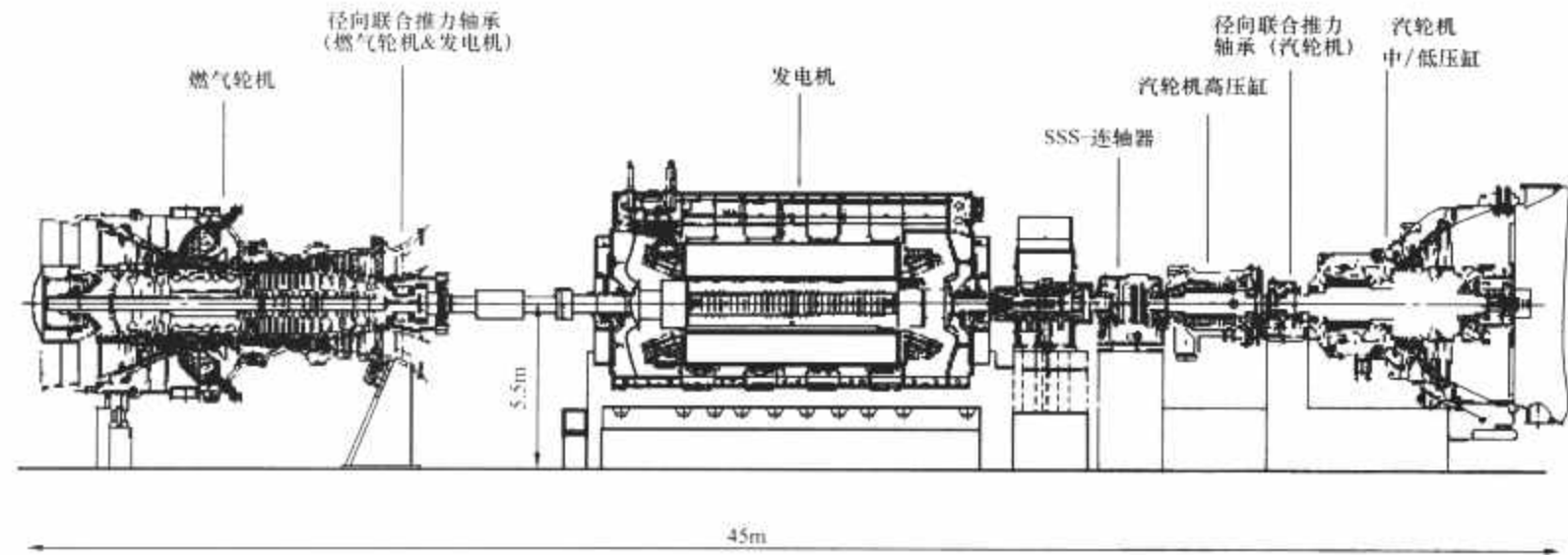


图 12.11-28 CGS 型布置示例

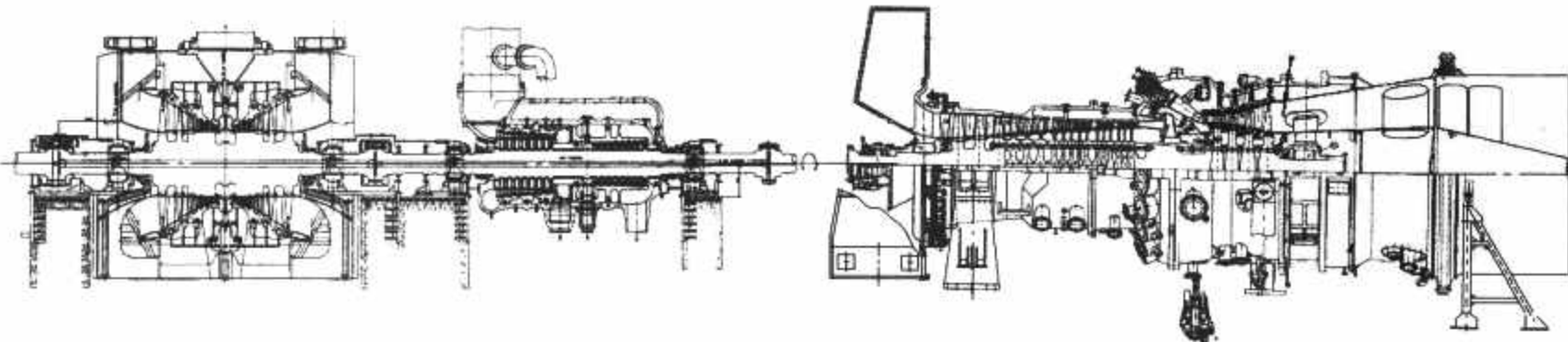


图 12.11-29 CSG 型布置示例

表 12.11-22 两种轴布置形式的特点

序号	轴形式	CGS 型	CSG 型
1	轴连接方式	汽轮机与发电机挠性连接 (挠性联轴器或离合式联轴器连接)	汽轮机与发电机刚性连接
2	推力轴承	燃气轮机和汽轮机轴上都设置推力轴承	燃气轮机、汽轮机共用 (一般在燃气轮机上设置)
3	发电机	(1) 设计上要考虑在两端设置联轴器 (2) 要用晶闸管整流的励磁方式 (3) 发电机转子用特殊方法拉出	(1) 可与常规火电站发电机的设计相同 (2) 可采用无电刷励磁和晶闸管整流励磁两种方式 (3) 发电机转子拉出时与通常火电站发电机相同
4	其他	汽轮机可采用轴向排汽	设计时应把转子膨胀起点设在一处, 并考虑转子、静子部分的胀差

3) 其他。对 CGS 型的情况, 因汽轮机布置在轴端部, 就有可能采用轴向排汽汽轮机。

对 CGS 型连接, 当发电机转子为了检查或维修要从静子中拉出时, 汽轮机应设计成可移动的。管道连接用法兰, 而不是焊接, 以便于移动。另一种方法是将定子和转子一起吊离发电机基础平台至一个检修区, 然后可以按常规方法抽装发电机转子。

3.4.3.2 多拖一型联合循环汽轮机组的布置

多拖一型联合循环汽轮机轴与燃气轮机轴是分开布置的, 其汽轮机组的布置与常规火电站汽轮机组的布置并无多大区别, 这里不再赘述。

3.4.4 凝汽器的结构和布置

联合循环装置用凝汽器的功能与常规火电站用凝汽器基本相同。在不设专用除氧器的情况下, 凝汽器还应兼备锅炉给水的除氧功能(如除氧型凝汽器)。对除氧型凝汽器, 应能适应频繁启停运行。装置启动时, 为了缩短启动时间, 还

要求具有锅炉给水高速除氧的功能。

联合循环用凝汽器可按除氧功能的有无, 汽轮机排汽流入的方向等分类。有除氧功能的凝汽器有两种结构: 一种是除氧型凝汽器, 它的热井内部具备通常除氧器行使的同样功能。另一种结构称为除氧器另置型凝汽器, 凝汽器本体的结构、功能与常规火电站凝汽器相同。

有关凝汽器本体的结构、功能等内容可详见本卷第 7 篇第 9、11 章。

3.4.5 主汽和调节阀及进汽部分的结构和布置特点

蒸汽通过 1 个或 2 个联合主汽调节阀进入汽轮机, 联合汽门用管子接到汽轮机气缸的下半部。这些专门为联合循环汽轮机设计的联合汽门与常规火电站汽轮机采用的联合再热汽阀是类似的, 调节阀和主汽阀包含在同一个阀壳内, 其蝶阀则使用同一个阀座。

如果有 2 个联合汽门, 则其布置是对称的。执行机构的控制和超速保护功能是彼此完全独立的。每个阀都可通过操作人员在控制室发出的指令作在线试验。

只为发电的联合循环汽轮机设计成以跟随锅炉模式运行, 这里蒸汽压力随负荷而变。单个的联合主汽调节阀正常运行时是全开的, 当余热锅炉蒸汽产出量变化时, 蒸汽压力随之上下波动。调节阀用于启动、低负荷下的进口(余热锅炉)压力控制, 并作为超速保护的第一道防线。

3.4.6 降低汽轮机排汽湿度的措施(非再热循环的情况)

非再热联合循环用汽轮机的排汽湿度比常规火电站汽轮机大, 为降低排汽湿度, 采用了核电汽轮机常用的措施。

(1) 静叶叶根部分设置捕集水分的排水捕集装置, 同时湿蒸汽区域全部设置水分去除室, 随少量蒸汽强制排出水分。

(2) 末级动叶静叶间的距离加大, 静叶上设槽, 捕集水分并排出。

国内典型联合循环汽轮机性能参数汇总见表 12.11-23。

表 12.11-23 国内典型联合循环汽轮机性能参数汇总表

序号	项 目	单位	上汽轮机有限公司				哈汽 ^①	东汽 ^②	
			HE	HE (A)	LNZ80-7.8/0.65	LNZ55-5.6/0.5	LN137-9.50/2.18/0.38	TC2F-30	LN78-7.6
1	形式	—	双缸、三压、再热、轴向排汽	双缸、三压、再热、轴向排汽	单缸、双压、单抽(供热机组)	单缸、双压	三压、再热、双缸、双排汽	双缸、三压、再热、双排汽	单缸、双压、无再热、单排汽
2	额定功率	MW	135.8	138.8	81.5	60	137	129.2	66
3	转速	r/min	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
4	高压蒸汽压力	MPa	12.23	12.4	7.78	5.63	9.6	9.93	7.6
5	高压蒸汽温度	℃	564	564	519	523.3	565	538	508
6	高压蒸汽流量	t/h	262.4	265	234	176.5	276	276.5	201
7	高压级数	—	27	27	10	12	12	8	14
8	中压蒸汽压力	MPa	2.91	2.99	—	—	2.18	3.35	—
9	中压蒸汽温度	℃	549.4	549.4	—	—	565	566	—
10	中压蒸汽流量	t/h	309.2	315.7	—	—	40(二次)	306.7	—
11	中压级数	—	17	17	—	—	9	8	—
12	低压蒸汽压力	MPa	0.33	0.446	0.65	0.49	0.38	0.428	0.57
13	低压蒸汽温度	℃	256	282.5	210	262	295	248.7	232
14	低压蒸汽流量	t/h	356.4	362.5	277.6	27.9	42(二次)	49.6	49
15	低压级数	—	5	6	5	7	2×6	2×7	6

续表

序号	项 目	单位	上汽轮机有限公司				哈汽 ^①	东汽 ^②	
			HE	HE (A)	LNZ80-7.8/0.65	LNZ55-5.6/0.5	LN137-9.50/2.18/0.38	TC2F-30	LN78-7.6
16	排汽压力	kPa	5.6	6.9	5.5	4.8	5	6.67	11.8
17	排汽温度	℃	34.9	38.7	34.6	32	32.5	39.6	49
18	排汽流量	t/h	356.4	362.5	277.6	206.4	355	367.8	236
19	排汽湿度	%	8.8	8.6	11.5	10	7.1	8	11.18
20	末级叶片长度	mm	1141	976	905	690	851	762	710
21	末级节圆直径	mm	3048	2876	2643	2025	2527	2209	2070
22	末级排汽面积 (环形)	m ²	11.5	10	7.5	5	2×6.76	2×5.3	4.62
23	汽轮机外形尺寸 (长×宽×高)	m×m ×m	10.5×6.12 ×6.07	10.5×6.12 ×6.07	9×8.2 ×4.1	8.3×7.5 ×3.47	18.6×7.6 ×6.1	14.86×6.26 ×5.2	8.45×6.9 ×4.85
24	本体总重	t	292	285.5	230	150	410	445	145
25	首台出厂日期		2006.1	2006.7	2007.3	2001.6	2004	2005.7	2003.3

① 哈尔滨汽轮机有限责任公司。
② 东方汽轮机有限公司。

4 常规燃气—蒸汽联合循环机组的控制与保护

常规燃气—蒸汽联合循环机组主要由燃气轮机、余热锅炉 (HRSG)、汽轮机、发电机等主要部件组成。因此, 常规燃气—蒸汽联合循环机组的控制与保护包括上述主要组成部件的控制与保护, 以及相互间的关联控制与保护闭锁。有关燃气轮机的控制与保护参见本篇第 10 章介绍, 有关发电机的控制与保护请参考其他相关资料。限于篇幅, 本部分主要针对不带 SSS 离合器的单轴联合循环机组中的汽轮机控制与保护、余热锅炉控制与保护以及相互间的关联控制与保护闭锁进行简单介绍, 对带 SSS 离合器的单轴联合循环机组则仅就特殊性进行必要说明。

4.1 常规燃气—蒸汽联合循环机组的控制

4.1.1 汽轮机控制

西门子机型由于配有 SSS 离合器, 燃气轮机、汽轮机可以各自实现自身的转速控制, 一般在燃气轮机并网后联合循环汽轮机由高压调节阀控制升速, SSS 离合器的啮合相当于汽轮机并网, 并网后主要是压力控制。

不带 SSS 离合器的常规单轴燃气—蒸汽联合循环机组中的汽轮机控制相对来说比较简单。汽轮机的控制阀 (HPCV、IPCV 和 LPCV) 基本是完全打开的。速度控制由燃气轮机控制实现, 汽轮机的控制阀不参与此控制。在蒸汽压力降低或者负荷降低运行时, 通过关小阀门来保持蒸汽压力。

4.1.1.1 加速控制

汽轮机的加速是由燃气轮机的启动设备和点火成功后的燃气轮机来实现的。启动加速开始时, 所有的控制阀完全关闭, 汽轮机完全由燃气轮机带转。当汽轮机速度达到一定转速后, LPCV 打开到一个预定位置, 将来自辅助锅炉的冷却蒸汽引入汽轮机, 以防止透平叶片温度升高太快。

4.1.1.2 启动程序控制

当主蒸汽压力/温度符合汽轮机通流条件时, HPCV 和 IPCV 按照预定的速率依程序打开至全开位置。在启动程序

控制过程中, 如果出现温度变化剧烈情况, 则保持控制阀位置不变一段时间以防止温度进一步升高。

在冷却蒸汽从辅助锅炉切换至自身的 HRSG 后, LPCV 按照预定的速率依程序开至最大位置。

4.1.1.3 压力控制

通过调节高、中、低压调节阀的开度来控制高、中、低压蒸汽压力。

4.1.1.4 停机程序控制

与启动程序控制一样, 停机时所有的控制阀按照预定的速率依程序关至最小位置。首先 LPCV 关闭到保持蒸汽轮机叶片最小冷却蒸汽的位置, 然后 HPCV 和 IPCV 按照预定的速率依程序关至最小位置。透平遮断时 LPCV 完全关闭。

在停机程序控制过程中, 如果出现温度变化剧烈情况, 则保持控制阀位置不变一段时间以防止温度进一步变化。

4.1.1.5 超速保护控制

在发生甩负荷情况、或者机组转速超过 107.5% 时, 控制系统快速关闭高、中、低压调节阀, 遏止机组的最大转速飞升, 使其不超过保护系统动作转速。

4.1.2 余热锅炉 (HRSG) 控制

与火电厂燃煤锅炉控制相比, 常规单轴燃气—蒸汽联合循环机组中的余热锅炉控制除了不包括与燃烧相关的控制外, 其他诸如汽包水位控制、蒸汽温度/压力控制、给水控制等有关汽/水侧的控制基本相同, 请参照火电厂锅炉控制章节。

4.1.3 蒸汽旁路控制

蒸汽旁路系统用于启动和需要的过渡过程。根据机组的不同运行情形需要采用不同的旁路控制功能。

4.1.3.1 高压 (HP) 蒸汽旁路系统

启动过程中, 当燃气轮机点火成功后, HP 旁路系统用于维持 HP 汽包压力。随着蒸汽量的增加, HP 蒸汽旁路通过直接把蒸汽经由 HP 旁路控制阀 (HPCV) 引入冷凝器来维持压力。当汽轮机启动, 并且进入进口压力控制后, 旁路阀自动关闭, 旁路系统切换为跟踪模式。

如果汽轮机发生遮断, 旁路阀提供 HP 蒸汽流动路线以

保持 HP 蒸汽压力，即使汽轮机蒸汽截止阀已经关闭。

当机组停机程序开始时，各自的旁路系统由跟踪模式切换为压力控制模式。HP 和 LP 蒸汽旁路设定值缓慢下降到当前蒸汽母管压力，而 HRH 旁路使用自然压力控制。当机组的蒸汽压力降低到母管压力以下时，HP 和 LP 过热器和 IP 再热器被隔离，将当前压力锁定到各自的 HRSG 汽包。

4.1.3.2 热再热 (HRH) 旁路控制

启动时，当燃气轮机点火成功后，HRH 旁路系统用来保持中压 (IP) 汽包的压力。随着蒸汽量的增加，HRH 蒸汽旁路通过直接把蒸汽经由 HRH 旁路控制阀引入汽轮机的冷凝器来维持压力。

其他的 HRH 旁路系统运行与上面介绍的 HP 旁路系统相同。

4.1.3.3 低压 (LP) 旁路控制

启动时，LP 的旁路阀门将控制 LP 蒸汽母管压力在 LP 进汽阀设定值的 90% 左右。其他的 LP 旁路系统的运行，与上面介绍的 HRH 旁路系统相同。

4.2 常规燃气—蒸汽联合循环机组的闭锁

机组的闭锁 (亦即保护) 系统主要监视装置的运行状态，迅速响应正确的遮断信号以保证装置的安全性。它一般独立于其他控制系统和监视系统，在任何时候都能起作用，为此，除燃气轮机的排气温度外的其他信号一般都应采用独立的测量信号。

另一方面，机组闭锁系统应该具有充裕的冗余配置，无论是处理器、输入信号和通道都应该是冗余设计，以保证可靠闭锁和遮断，杜绝带病运行。

此外，机组一般均配备硬件连接的手动遮断按钮 (即紧急遮断按钮)，以便于在危急情况下迅速关停机组，防止机组出现恶性事故。

图 12.11-30 所示为闭锁系统功能的概述示意图。从图 12.11-30 中不难看出，主要装置 (燃气轮机、汽轮机、余热锅炉、发电机) 的任何遮断信号都将使机组停机。西门子机组由于具有 SSS 离合器，因此在汽轮机遮断时燃气轮机并不需要立即停机，只有当离合器不能正常脱开时要自动遮断燃气轮机。

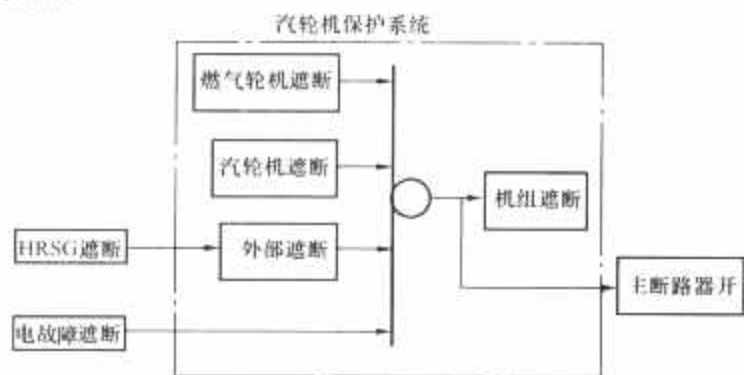


图 12.11-30 主要装置的闭锁系统功能示意

有关燃气轮机的保护与遮断参见本篇第 10 章介绍。下面结合 GE109FA 单轴联合循环装置简单介绍与 HRSG 和汽轮机相关的保护与遮断。

4.2.1 HRSG 汽包水位高

每一个 HP、IP 和 LP 汽包的水位控制都采用水位变送器 (差压变送器) 来测量各自的汽包的水位。水位变送器信号一般需要进行压力和温度补偿，通过控制给水流量控制阀门来保持必要的汽包水位以及用于报警和遮断功能。

汽包水位太高时，可能导致汽包的汽水分离器的蒸汽带水，而蒸汽带水则可能导致水进入过热器和蒸汽管道。从而

产生设备淬冷并最终造成损坏，因此应该立即遮断机组。

图 12.11-31 所示为无分流节气门的单轴联合循环电厂的 HRSG 汽包水位高保护逻辑示意图。根据水位超过限制的程度不同，对机组采取不同的处理措施：

(1) 水位超限将发出“水位高报警 (LAH)”警告，持续 5s 后将关闭给水流量控制阀。

(2) 水位太高将发出“水位高高遮断 (LAHH)”警告，并关闭给水流量控制阀。

(3) 水位再高将发出“水位高高高遮断 (LAHHH)”，遮断燃气轮机和汽轮机。

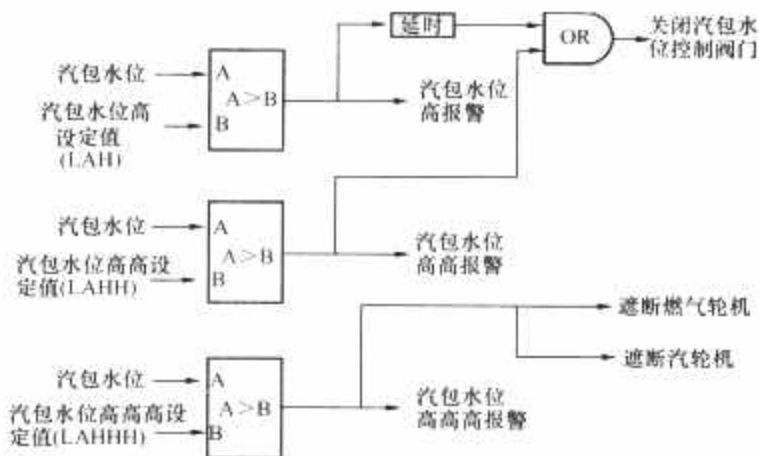


图 12.11-31 单轴机组的汽包水位高保护 (无分流节气门)

4.2.2 HRSG 汽包水位低

HRSG 汽包水位低保护设计用来保护运行时的水位，以防止蒸发管处于干烧状态。强制循环 HRSG 在 LALL 条件下需要立即保护以避免对蒸发循环水泵的可能损坏，而自然循环的 HRSG 遮断前允许短时的延时 (5s) 以进行可能的水位更正措施。

图 12.11-32 所示为无分流节气门的单轴联合循环电厂的 HRSG 汽包水位低保护逻辑示意图。根据水位超过限制的程度不同，对机组采取不同的处理措施：

(1) 汽包没有足够的水时，发出“水位低报警 (LAL)”。

(2) 水位低低遮断 (LALL) 时需要将 HRSG 的热源切断。对自然循环的 HRSG，延迟一段时间 (5s) 以允许对水位进行可能的更正。延迟时间结束机组将被遮断。

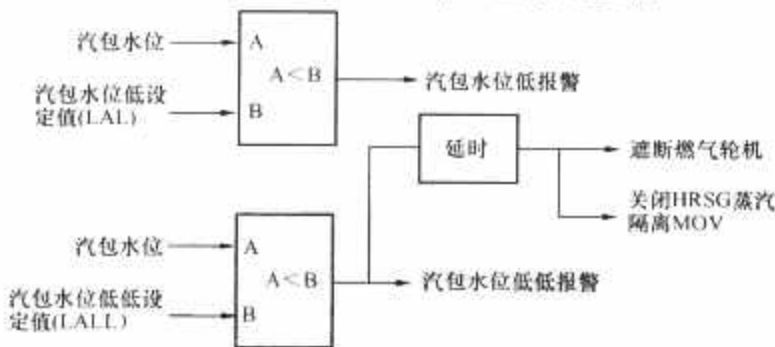


图 12.11-32 单轴机组的汽包水位低保护 (无分流节气门)

4.2.3 蒸汽温度高保护

蒸汽温度高保护逻辑设计用于 HRSG 过热器、再热器出口或者高压透平排汽 (冷端再热) 的蒸汽温度高时的启动自动保护动作。在减温器控制系统故障时，其控制目的是将 HRSG HP 过热器或者再热器出口的蒸汽温度减少到可接受的程度，以进入蒸汽管道、汽轮机和其他部件。

HRSG 的 HP 蒸汽或者再热温度测量位于 HP 蒸汽隔离 MOV 和热端再热隔离 MOV 的上游。

如图 12.11-33 所示为无分流节气门的单轴联合循环电厂的蒸汽温度高保护逻辑示意图。根据温

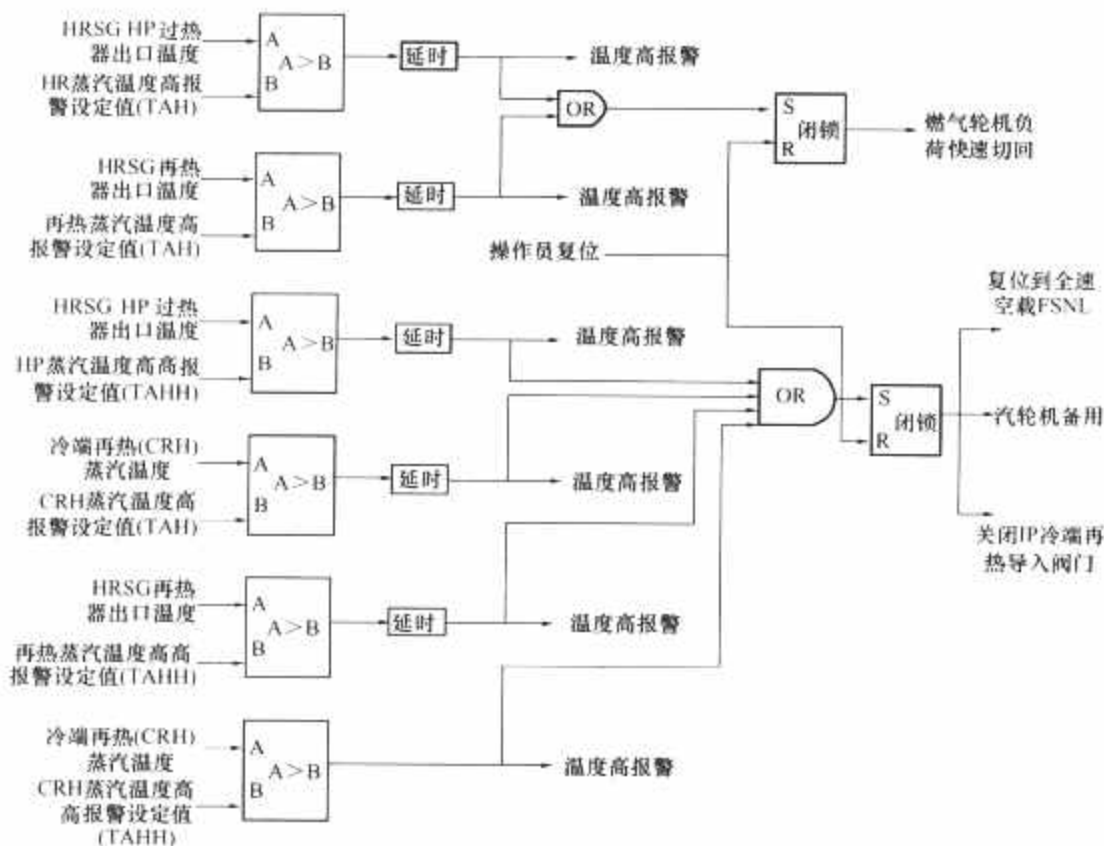


图 12.11-33 单轴机组的 (HP、热端再热和冷端再热) 蒸汽温度高保护

度超过限制的程度不同，对机组采取不同的处理措施。

(1) HP 蒸汽或者再热蒸汽温度高信号 (TAH) 将引起燃气轮机负荷快速切回 (runback)。由于温度测量存在时间滞后，所以负荷快速切回动作有一个时间延迟。燃气轮机的负荷快速切回动作是为了降低燃气轮机的排气温度，从而使蒸汽温度下降到报警温度设定值以下。

(2) HP 蒸汽或者热端再热蒸汽温度高高信号 (TAHH) 将“减负荷至全速空载 (FSNL) 状态”以提供相应的保护，因为燃气轮机的负荷快速切回动作不足以把蒸汽温度充分降下来。当“降负荷到 FSNL”的温度高高信号产生时，汽轮机控制阀门将关闭，并且燃气轮机复位到全速空载 (FSNL)。这个动作使燃气轮机的排气温度更低，而保持燃气轮机全速运行来关闭汽轮机的控制阀门可对汽轮机部件立即保护。

(3) 冷端再热温度高信号经过一段时间延迟后同样导致“减负荷至全速空载 (FSNL)”的保护动作。冷端再热温度高高信号将导致立即复位到全速空载 (即直接把转速基准 TNR 设置到 100.3%)。

4.2.4 HRSG 烟囱关闭挡板故障

如果烟囱闭合挡板在机组运行转速超过 100r/min 时还没有完全打开，燃气轮机也需要遮断。烟囱闭合挡板没有完全打开，HRSG 和烟道压力就会增加，从而造成 HRSG 烟道和炉墙损坏。

4.2.5 燃气轮机排气和 HRSG 排气压力高

如果烟囱闭合挡板没有完全打开，或者燃气轮机的排气流道堵塞，HRSG 压力增加会使 HRSG 烟道和炉墙侧损坏。因此压力太高时必须立即遮断燃气轮机。

该保护用于避免燃气轮机排气烟道，HRSG 烟道或者 HRSG 炉墙过压。而这可能因为燃气轮机排气流道内的任何障碍所致。

4.2.6 冷凝器水位高

冷凝器水位通常通过控制冷凝器补水阀门和泄放阀门，向冷凝器提供补充水来保持。如果热井水位升高，补充水阀

门关闭，由控制泄放阀自动降低水位。如果水位升高超出泄放阀的正常运行范围，水位可能达到高报警设定值 (LAH)。冷凝水位太高，会导致汽轮机装置损坏。

图 12.11-34 所示为单轴联合循环电厂的冷凝器水位高保护逻辑示意图。根据水位超过限制的程度不同，对机组采取不同的处理措施。

(1) 超出泄放阀门运行范围时，水位高报警 (LAH)。

(2) 水位高高 (LAHH) 功能遮断汽轮机和关闭所有的控制阀门，将蒸汽引入冷凝器 (经过 HP、IP、LP 蒸汽旁路阀门)。通过遮断燃气轮机切断 HRSG 的热源输入。

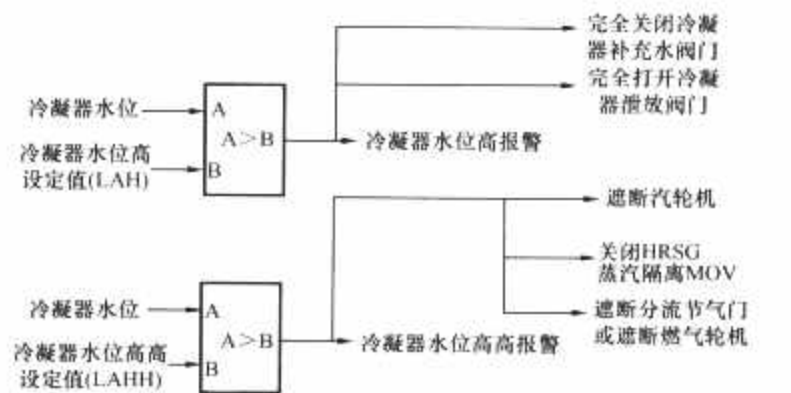


图 12.11-34 冷凝器热井水位高保护

4.2.7 冷凝器压力高

设置冷凝器压力高以防止汽轮机排汽压力太高，防止汽轮机最末级疲劳损坏和过热损坏。

(1) 压力高 (PAH) 报警用于提示操作员。操作员需要立即动作将机组恢复到正常状态。燃气轮机的负荷可能不得不降低以减少进入冷凝器的蒸汽负荷，从而清除压力高报警。

(2) 压力高高遮断 (PAHH) 将立即遮断汽轮机。

(3) 由于冷凝器压力高使蒸汽旁通阀门遮断关闭。这是为了切断输入冷凝器的热源。旁通阀门遮断关闭压力设定值一般高于遮断汽轮机的高高压设定值 (PAHH)。

第 12 章 燃气轮机和联合循环机组的试验、运行与维护

1 热力性能试验

1.1 试验目的

热力性能试验是在特定的热力循环系统中用热工测量的方法获取机组在规定运行工况下热力特性的一种工业试验。作为电站建设和合同执行的一个重要内容,在燃气轮机或联合循环机组安装完毕,且完成机组调试后,合同双方必须按照合同的规定对机组进行性能验收试验,以检验机组的制造质量,鉴定机组的功率、热耗率或热效率等主要性能参数及其他一些指标是否达到合同的要求。对联合循环机组而言,试验的对象可以是整体的联合循环机组,也可以是其中的主要设备,即分别对燃气轮机、汽轮机或余热锅炉进行试验。性能验收试验是以获取具有最小不确定度的热力性能指标为目的,当性能指标达不到合同规定值时,验收试验结果是执行“违约罚款”的依据。同时,通过性能试验,可以发现发电设备存在的技术与质量问题,积累机组原始数据,建立机组的历史档案,为以后设备、系统进行改进和优化运行创造条件。

除了新机组的验收试验外,为了确定对已有机组进行维修、更新改造的效果;跟踪运行方式或运行条件变化后的机组性能;寻求优化运行方式等,也需要进行热力性能试验。

1.2 适用标准

应在合同的技术条款中明确验收试验所采用的试验标准及方法,包括计算公式、修正曲线及修正原则等。试验标准宜选用国际公认或经双方认可的标准。

1.2.1 燃气轮机热力性能试验常用标准

(1) GB/T 14100—1993《燃气轮机验收试验》。GB/T 14100 等效采用国际标准 ISO 2314:1989《燃气轮机验收试验》。适用于常规燃烧系统的开式循环燃气轮机动力装置,也适用于闭式循环和半闭式循环燃气轮机动力装置。经过适当的修改也可适用于其他热源的燃气轮机动力装置。GB/T 14100 规定了燃气轮机动力装置的验收试验方法,以确定或检验燃气轮机动力装置的功率、热效率等主要性能参数及其他性能。不适用于航空燃气轮机和正在研制中的燃气轮机。

GB/T 14100 中规定的必做试验为:功率的确定、热耗率的确定和主要保护装置试验(包括超速保护、熄火保护)等 3 项。选作试验项目为:调速系统试验、保护装置试验、操纵特性试验、振动、排气释放物、排气质量流量和排气温度、噪声级、排热等 8 项。

(2) 国际标准 ISO 2314。

(3) 常用国外标准 ASME PTC 22—2005《燃气轮机性能试验》。

ASME PTC22—2005 适用于燃气轮机(包括由固体燃料转化的气体燃料)、液体燃料的开式循环燃气轮机,适用于为降低排放或增加功率而采用水或蒸汽注入的燃气轮机,也可用于联合循环电站中的燃气轮机或具有其他热回收

系统的燃气轮机。不适用于航空和自由活塞装置中的燃气轮机。有关烟气排放和噪声的试验也不包括在此标准中。ASME PTC22—2005 给出了进行试验和编写试验报告的指导和规则,试验的目的是确定燃气轮机在试验条件下运行时的热力性能(包括输出功率、热效率、排气的流量、温度和能量),并将这些结果修正到标准的或合同规定的运行条件。

2005 版的标准在 1997 版的基础上新增了两方面内容:

(1) 考虑到现在大多数用户自己从不同供货商采购设备,组建联合循环电站,因此除了功率和效率外,燃气轮机的排气温度、流量或能量也成为关键的测量值,它们是确定余热锅炉和底部循环性能的必要参数。该标准选择了燃气轮机热平衡方法来确定排气流量或能量。

(2) 随着技术的发展和燃气轮机数量的增多,普遍对现有机组进行改造,以提高性能和降低污染物排放。为确定改造效果,需进行改造前后的比较性试验,计算性能的差异。2005 版的标准适用于进行绝对性能和相对性能变化的试验。

2005 版的标准还对运行参数、仪表精确度、不确定度分析等方面提出了更加详细和严格的要求。

1.2.2 联合循环热力性能试验常用标准

(1) GB/T 18929—2002《联合循环发电装置验收试验》。该标准是 GB/T 14100 的增补件,等同采用国际标准化组织燃气轮机技术委员会 ISO/TC 192 发布的国际标准 ISO 2314 的增补件 1:1997 (E)《联合循环电厂验收试验》。该标准适用于不补燃的联合循环发电装置。经适当修改,也可作为一般导则用于补燃的联合循环发电装置或其他形式的联合循环。该标准未考虑燃气轮机、余热锅炉与汽轮机等主要设备由不同的独立合同供货的情况。但是考虑到联合循环机组分期建设或扩容改造的可能,该标准连同 GB/T 14100—1993 提供了可按分阶段的形式灵活地进行试验的可能性。

(2) 电力行业标准 DL/T 851—2004《联合循环发电机组验收试验》。该标准修改采用国际标准化组织燃气轮机技术委员会 ISO/TC 192 发布的国际标准 ISO 2314 的增补件 1:1997 (E)《联合循环电厂验收试验》。

(3) 国际标准 ISO 2314:1989/Amendment 1:1997 (E)。燃气轮机验收试验的增补件《联合循环电厂验收试验》。

(4) 常用国外标准 ASME PTC 46—1996《全厂性能试验》。该标准是针对那些需要确定全厂热力性能的常规火电机组、联合循环机组、空冷机组、热电联产机组、循环流化床机组。蒸汽循环的工质必须是水蒸气。该标准适用于任何容量等级的电厂,用于测量机组设备处于功能正常并清洁的正常运行状态下的全厂热力性能,如全厂热耗率、净输出功率等。该标准为联合循环电厂及大多数燃气轮机、液体和固体燃料的朗肯循环电厂提供了明确的试验方法和程序,但不适用于简单循环的燃气轮机电厂。对于电厂单个设备的性能试验,应采用相应设备的性能试验标准。验证排放(如气体和粉尘;固体和废水;噪声等)是否符合规定的试验、运行

示范试验、可靠性试验等与电厂其他性能有关的试验均不包括在该标准的范围内。该标准对分期建设的联合循环电厂如何确定机组新和清洁状态下的性能提供了详细的试验步骤和计算修正方法。

1.2.3 汽轮机热力性能试验常用标准

(1) 国家标准 GB 8117—1987《电站汽轮机热力性能验收试验规程》。

(2) 国际标准 IEC 60953-1—1990《汽轮机热验收试验规则方法 A》和 IEC 60953-2—1990《汽轮机热验收试验规则方法 B》。

(3) 常用国外标准 ASME PTC 6—1996《汽轮机性能试验》；ASME PTC 6.2—2004《联合循环中蒸汽轮机性能试验》。考虑到联合循环中的蒸汽系统与有给水回热的常规蒸汽循环的差别，ASME 特别编制了针对联合循环中蒸汽轮机的性能试验标准 ASME PTC 6.2。ASME PTC 6.2 适用于有或无补燃的联合循环，也适用于热电联产的联合循环；其中的汽轮机可以是凝汽式或非凝汽式，再热或非再热，补汽或抽汽式。

1.2.4 余热锅炉热力性能试验常用标准

(1) 国家标准 GB 10184—1988《电站锅炉性能试验规程》，GB 10863—1989《烟道式余热锅炉热工试验方法》。

(2) 常用国外标准 ASME PTC 4.4—1981《燃气轮机余热锅炉性能试验规程》。

ASME PTC 4.4 只适用于采用含 40% 以上过量空气的燃气轮机排气的余热锅炉，主要试验目的是确定余热锅炉的效率、出力和其他一些运行性能，如烟气、蒸汽和水系统中的压降等。ASME PTC 4.4 给出了两种确定余热锅炉效率的方法，即输入/输出法和热损失法，也给出了衡量设备性能“有效程度”的焓降法。

1.3 试验条件

1.3.1 机组条件

作为性能验收试验，应在设备处于新和干净的状态下进行，所有标准都要求在机组完成安装、调试后立即进行验收试验。GB/T 14100 和 GB/T 18929 都强调，除非双方另有协议，验收试验应在安装结束后三个月之内完成。验收试验前必须完成机组的调试工作，排除各种缺陷和故障，并使机组处于稳定的工作状态。在试验前还应按照制造厂的规定对设备进行检查和清洗。

ASME PTC 46 要求机组设备处于功能正常并清洁的正常运行状态下进行全厂热力性能试验。对分期建设的联合循环电厂，首先在燃气轮机新和清洁的状态下进行简单循环的性能试验，联合循环建成后，再进行一次简单循环的试验，确定燃气轮机排气流量和排气压力的变化，最后进行联合循环整体试验，通过适当修正的方法确定对应整套机组在新和清洁状态下的性能。

1.3.2 环境条件

燃气轮机的热力性能受环境等边界条件的影响会有很大的变化，合同中要明确规定性能保证的边界条件，包括：大气压力、温度、相对湿度、燃气轮机进出口压力损失、汽轮机背压（或冷却水温度）、发电机频率、功率因数、燃料种类、燃料性质、燃料参数等。对大气条件，一般选择标准大气状态（大气压力 0.101 3 MPa，温度 15℃，相对湿度 60% 的环境状态）或现场条件。验收试验应尽可能在接近合同规定的环境条件下进行，并采用合同规定的燃料，减少因修正带来的误差。即使偏离合同规定的运行条件，也应该在修正

曲线、算式或计算程序的边界之内。

1.3.3 试验边界

作为合同设备验收的性能试验，其试验边界原则上应该和供货范围相适应。但是试验边界的选择具有一定的灵活性，有时为了降低试验结果的不确定度，减少试验测量的参数量，降低试验费用，也可以不完全按照供货范围来确定试验边界，但必须包含一个独立的热力循环。试验边界的选取要便于进入和流出边界的各种物流和热量、能量等参数的确定。

ASME PTC 22—2005 推荐两种试验边界：

(1) 设备范围确定的边界，用于确定机组功率和热耗率。

(2) 热平衡边界，用于计算排气流量和能量。是一个围绕燃气轮机更为紧凑的边界。

对特定的试验，双方应根据机组形式和试验要求确定试验边界。

GB/T 18929 和 ASME PTC 46 均适用于包括燃气轮机、余热锅炉和汽轮机在内的联合循环装置或电厂的整体性能试验，其试验边界应将上述主要设备和相关的辅助设备包括在内。穿过边界的能量流的质量流量、热力参数和化学成分必须确定，以用于计算全厂性能。相对于燃气轮机性能试验，联合循环性能试验中为了降低试验结果的不确定度，应更加注意试验边界的选择。尤其对汽轮机冷端系统，必要时将凝汽器排除在试验边界外，可以避免冷却水流量测量对试验结果不确定度的不利影响。

1.3.4 试验工况

1.3.4.1 运行工况

性能验收试验必须在合同规定的运行工况下进行，如负荷、参数变化范围、系统隔离情况等。一般进行额定参数条件下 100% 负荷时的性能试验。如合同中另有规定，也可以进行其他参数条件和负荷的性能试验。

GB/T 18929 要求蒸汽循环部分的试验状态与规定状态的最大允许偏差应满足表 12.12-1 的要求。

表 12.12-1 GB/T 18929 要求的试验状态与规定状态的最大允许偏差

变 量		试验条件与规定条件之间的最大允许偏差
汽轮机抽汽压力（调整抽汽）		±5%
汽轮机排汽压力	背压式汽轮机	±5%
	凝汽式汽轮机	±25%（如果凝汽器不包括在保证范围内）
抽汽量		±10%
凝汽器冷却水流量		±15%（如凝汽器在供货范围内）
凝汽器冷却水入口温度		±5K（如凝汽器在供货范围内）

1.3.4.2 稳态运行条件

试验前机组应该一直运行达到稳定状态。所有参数都必须在机组达到稳态运行条件后才能进行测量。制造商一般会提出达到稳态运行条件的标准，连续监测读数达到制造商规定的最大允许变化范围内。如：在试验要求的负荷下透平叶轮之间的温度（轮间温度）在 15min 内的变化不超过 3℃；燃气轮机至少应在基本负荷条件下稳定地运行 3.5h 等。

GB/T 14100 和 ASME PTC 22—2005 都列出了稳态条

件下一些参数的最大允许变动量（见表 12.12-2），在试验期间内这些参数的最大波动值应满足表 12.12-2 中所示的规定范围。

表 12.12-2 稳态条件下各参数的最大允许变动量

序号	参 数	GB/T 14100	ASME PTC 22—2005
		试验工况下任何一次读数与平均值的最大允许偏差百分数	相对标准偏差
1	输出的电功率	±2% ^①	1.3%
2	转矩	—	1.3%
3	功率输出轴的转速	±1%	0.65%
4	现场大气压力	±1%（平均绝对压力）	0.33%
5	压气机进口处空气的温度	±2℃	0.72℃
6	气体燃料的发热量	±2%（用连续式量热计测得的高位发热量与低位发热量）	—
7	气体燃料的供气压力	±1%（平均绝对压力）	0.65% （平均绝对压力）
8	燃料的供给温度	±3℃	—
9	液体燃料的发热量	±2%（高位发热量和低位发热量）	—
10	压气机进口空气压力	±1%（平均绝对压力）	—
11	透平出口的燃气压力	±1%（平均绝对压力）	0.33%（绝对压力）
12	透平出口的燃气温度	±2℃	—
13	冷却水进口温度（如有冷却器）	±3℃	—
14	冷却水温升（如有冷却器）	±2℃	—
15	燃料流量	—	1.3%

① 在试验期间取读数时应保持负荷稳定在±1%以内。如果做不到，则每次测定时在规定时间内取 5 组读数，并将结果取平均值。当负荷的最大波动超过±2%时，需经合同双方商定后才能接受这次试验。

GB/T 18929 要求在满足 GB/T 14100 给出的最大允许变动量（见表 12.12-2）的前提下，除了输出功率可变动±3%，其他最大允许波动值为表 12.12-1 中给出的允许偏差值的一半。

ASME PTC 46 要求试验前对稳态运行条件达成协议。达到稳定前的运行时间取决于此前的运行，对联合循环机组在试验工况下应至少运行 1h。作为一个例子，下面介绍一台具体联合循环机组试验对稳态运行条件的要求。

系统隔离后使机组处于稳定运行状态，当以下三个参数都满足表 12.12-3 的要求，则判断机组已经处于稳定状态。

表 12.12-3 稳定状态参数变化范围

参 数	变化范围
透平轮间温度	15min 内，≤2.8℃
高压过热蒸汽温度	15min 内，≤±2℃
电功率	15min 内，≤±2%

试验期间 1h 内参数波动应满足表 12.12-4 的要求。

表 12.12-4 试验期间参数波动范围

参 数	波动范围	参 数	波动范围
功率输出	±2.0%	再热蒸汽压力	±2%
进口天然气压力	±1%	再热蒸汽温度	2.8℃
进口天然气温度	±3℃	转速	±1%
燃气透平排气温度	2.8℃	大气压力	±0.5%
高压主蒸汽压力	±2%	环境温度	2.8℃
高压主蒸汽温度	2.8℃	低压省煤器进口温度	2.0℃

余热锅炉性能试验前，锅炉要达到热稳定状态，冷态启动的锅炉热稳定时间不少于 8h，并在满负荷下稳定运行。试验期间，主要参数的允许偏差值应符合试验标准要求。ASME PTC4.4 规定了各参数的允许变化范围，见表 12.12-5。

表 12.12-5 余热锅炉参数允许变化范围

参 数	任一读数和试验测量平均值的偏差
进入省煤器的给水流量	±2%
省煤器再循环流量	±3%
减温水流量	±4%
排污	±4%
进入燃气轮机的燃料流量	±2%
补燃燃料流量	±2%
燃气轮机输出功率	±2%
进入余热锅炉的燃气温度	5.6℃
烟囱排烟温度	5.6℃
进入省煤器的给水温度	5.6℃
过热器出口蒸汽温度	5.6℃
大气温度	2.8℃
大气压力	±1%
蒸汽压力	±2%
空气流量	±2%
余热锅炉烟气流量	±2%
燃气轮机排气流量	±2%

余热锅炉蒸发量和蒸汽参数变化范围也应符合表 12.12-6 所列 GB 10184 的要求。

表 12.12-6 GB 10184 规定的参数允许变化范围

参 数 项 目		观测值偏离规定值的允许偏差
锅炉蒸发量 (t/h)	>220	±3%
	65~220	±6%
	<65	±10%
蒸汽压力 (MPa)	≥9.5	±2% ^①
	<9.5	±4% ^①

续表

参 数 项 目	观测值偏离规定值的允许偏差	
蒸汽温度 (℃)	540	+5 -10
	450	+5 -15
	400	+10 ±20

① 不超过最高允许工作压力。

GE公司要求的余热锅炉稳定运行条件为：流量/压力不超过±5%，高压蒸汽温度不超过±3℃。

1.3.4.3 运行模式和控制方法

试验时的运行模式应该和试验的目的相符合，修正曲线的计算和应用会受到运行模式的影响。试验时机组的运行模式和控制方法要符合合同规定的保证条件，控制整定值应在试验前调定，试验中不允许进行调整。对有温度控制的机组，应检验其有效性，对规定负荷下控制温度的规定限值进行验证，并在试验过程中记录。

1.3.4.4 系统隔离

联合循环机组试验时，余热锅炉和整个蒸汽循环应与外界隔离，其隔离方式应使得不受控制的蒸汽和水的损失得以避免。余热锅炉以零排污的方式运行。应检查燃气轮机和锅炉烟道是否有烟气泄漏，如有旁通烟道，应确定其处于全关闭状态，旁通烟道烟气泄漏量根据供货协议和要求确定。

应该准备一份使试验各方都满意的系统隔离检查清单，应包括三部分：正常运行时应该关闭的手动阀门；正常运行时应该关闭，但可能间歇开启的自动阀门；试验时应该关闭的阀门，限于会影响试验正确性的阀门。这些阀门如果不可靠将会影响试验的精确度甚至结果本身。应在试验前和试验后检查这些阀门的位置，采取必要的措施确认通过这些阀门的流量为零。不能为了改变电厂的性能而关闭正常运行时应该开启的阀门。

1.4 仪表和测量

1.4.1 测量参数

根据试验内容和确定的试验边界，试验中要求测量的数据应该包括所有进入和离开边界的各种能流的参数。能流可能由具有化学能、热能和势能的液体或固体物质流组成，也可能是纯的能流，如热辐射、热传导和电流。此外还应该包括为将试验结果修正到规定的运行条件所需要的参数。计算所需要的所有输入和输出能流的物性必须按照其穿越边界时的状态进行确定。在边界内部的能流不必确定，除非它们用于检验试验工况，或者在功能上与边界外的状态有关。这些参数中直接参与计算、修正的参数为一类参数，不直接参与计算和修正，而用于确定试验状态和试验条件的参数为二类参数。

1.4.2 测点布置

确定试验测点布置位置和数量的原则是保证采集到的试验数据通过计算能够得到所需要的试验结果，并且计算结果的不确定度满足要求。因此试验的目的和要求不同，测点布置也将不同。测点位置的选择原则是使得测量的不确定度最小，首选的位置是在试验边界处。

余热锅炉的高压和中压蒸汽流量可采用在水侧临时安装标定过的流量测量装置确定。锅炉入口和出口处的烟气温度的测量，可根据现场情况，在入口和出口的合适位置，按等截面网格法布置一定数量的阵列式热电偶进行测量。

1.4.3 仪表精度要求

ASME PTC 46 规定一类参数一般需要特殊安装精度较高的测量仪表，相对灵敏度系数小于 0.2% 的参数为二级一类参数；大于或等于 0.2% 的为一级一类参数，后者要求更高精度等级的测量仪表和更大的冗余度。二类参数不需要高精度测量仪表，可使用电厂的永久性仪表。

ASME PTC 46 对测量仪表精度的要求如下：

(1) 表压、差压、绝对压力测量。一级一类参数用精度为 0.1% 的变送器，在校准范围内总不确定度为 0.3%。二级一类参数用精度为 0.25% 的变送器，在校准范围内总不确定度为 0.5%。

(2) 温度测量。可以采用水银温度计，精密 E 型、K 型热电偶、电阻温度计和半导体温度计。一级一类参数测量温度低于 93℃，其偏差不超过 0.28℃；测量温度高于 93℃，其偏差不超过 0.56℃。二级一类参数温度测量偏差不超过 1.7℃。二类参数温度测量偏差不超过 2.8℃。

(3) 水的流量测量比蒸汽流量的测量更精确。在容许的条件下，尽可能测量水的流量，以计算出蒸汽流量。液态燃料流量测量总不确定度应小于 0.7%，气态燃料流量测量采用超声波流量计、孔板或涡轮流量计测量，总不确定度应小于 0.8%。如果不能提供中间计算结果和所采用的数据，不能采用带有计算功能的燃料流量计提供的质量流量。

(4) 有功功率测量可采用功率表或电能表，一级一类参数要求不确定度小于或等于 0.2%，二级一类参数小于或等于 0.5%。

无功功率测量采用无功功率表，一类参数要求不确定度小于或等于 0.5%。电压和电流互感器的不确定度为 0.3%。

ASME PTC 22—2005 要求的测量最大允许不确定度见表 12.12-7。

表 12.12-7 测量最大允许不确定度		
测 量 参 数		不确定度
交流电功率		0.25%
辅机功率		5%
直流电功率		0.5%
扭矩		1.5%
转速		0.1%
时间		0.05%
进口空气温度		0.6℃
大气压力		0.075%
大气湿度	相对湿度	2%
	湿球温度	1.1℃
抽出和注入流量（水、蒸汽、N ₂ 等）		2%
抽出和注入温度		2.8℃
气体燃料热量输入		
孔板常数（孔板）		0.4%
质量流量（涡轮流量计）		0.5%
容积百分比成分		0.33%
液体燃料热量输入		
质量流量		0.5%
热值		0.4%
气体燃料温度（用于显热计算）		2.8℃
液体燃料温度（用于显热计算）		2.8℃
进口总压降		10%
排气静压降		10%
排气温度		5.6℃

1.4.4 仪表校准和标定

试验使用的所有仪表应经过校准或标定。校准的时间应尽可能接近试验。仪表设备制造商的要求和指南应该作为确定最佳校准时间的基础,使得校准的漂移最小。如果试验测量结果显示可能存在仪表误差,则应进行试验后的仪表校准。用于测量相对灵敏度系数较小的参数的仪表可以用校准过的仪表来校准。

1.5 试验的进行

1.5.1 预试验

为了确定机组及其有关设备是否适宜于进行性能验收试验,以便进行最终的调整和修正、调整试验要求、检查试验仪表、熟悉试验方法等目的,可以进行预试验。预试验的结果应进行计算和判定,以发现测量数据质和量方面的问题。GB/T 14100 建议,如果预试验结果合格,经试验各方同意,预试验可以承认为正式验收试验。

1.5.2 试验持续时间、数据读取和记录

试验持续时间和读数频率取决于机组种类、读数波动程度,能够提供可靠的读数平均值,满足试验不确定度的要求。

GB/T 14100 建议对测定功率和热耗率的试验应连续进行 3 次,每次试验持续时间不少于 5min,不超过 20min,即总时间不少于 15min,不超过 60min。如果用称重法测量燃料流量,每次试验时间可以超过 20min。ASME PTC22—2005 建议一次试验的持续时间为 30min,可以是单个 30min 的试验,也可以是几个试验的平均。多次试验的好处是能够剔除不好的试验、降低平均不确定度、验证结果的可重复性。

GB/T 18929 要求试验测量时间为 1h,读数通常分为 3 组。ASME PTC 46 要求试验持续时间最少为 1h,为减小随机误差,至少应读取 30 个读数。

余热锅炉性能试验的时间不得小于 1h,但不应超过 2h;性能试验应进行两组。

建议采用自动的数据采集系统,以获取足够多的数据。一般数据采集系统的读数频率为 1min 1 次,人工记录的数据为 10min 1 次。对需要在截面上进行多点测量的情况,试验时间应足够允许进行两次完整的测量。

1.5.3 燃料取样和分析

取样点应尽量远离上游处理设备,靠近试验边界,在流量表的上游,使取得的燃料样品能真实代表通过试验边界的燃料。在每次试验的开始和结尾,都至少应取 2 个燃料样品,一个样品送往各方同意的有资质的试验室进行分析,另一个样品保留备用。用于计算的燃料特性应是两次分析结果的平均值。如果怀疑供应的燃料特性不稳定,并且取样不影响燃料流量测量,则取样次数可以增加。

1.6 试验结果计算

1.6.1 输出功率计算

(1) 燃气轮机或单轴布置的联合循环机组毛输出功率计算。如果励磁机功率取自发电机母线输出功率测点后,则应测定励磁机功率并从发电机输出端功率中扣除。即

$$P_{\text{试验,毛}} = P_{\text{发电机}} - P_{\text{励磁机}}$$

式中: $P_{\text{试验,毛}}$ 为试验工况下计算出的机组毛功率, kW; $P_{\text{发电机}}$ 为测量的发电机输出端功率, kW; $P_{\text{励磁机}}$ 为测量的机组励磁系统消耗功率, kW。

如果保证值是净功率,则还应该测量系统中辅机的耗

功,并从毛输出功率中扣除。

(2) 对有多台发电机的联合循环机组,试验条件下的净输出功率按下式计算

$$P_{\text{试验,净}} = \left(\sum_{n=1}^k P_{\text{发电机},n} \right) - P_{\text{辅机}} - P_{\text{变压器损失}} - P_{\text{线损}}$$

式中: n 为某台发电机; k 为发电机总台数。

1.6.2 热耗率或热效率计算

试验工况下的毛热耗率按以下公式计算

$$\begin{aligned} HR_{\text{试验,毛}} &= \frac{Q_{\text{输入,试验}}}{P_{\text{试验,毛}}} \\ &= [(q_{\text{fm,试验}} \times LHV_{\text{试验}}) + (q_{\text{fm,试验}} \times H_{\text{f,试验}}) + Q_{\text{其他,试验}}] / P_{\text{试验,毛}} \end{aligned}$$

式中: $HR_{\text{试验,毛}}$ 为试验工况下毛热耗的计算值, kJ/(kW·h); $q_{\text{fm,试验}}$ 为试验工况下计算的燃料流量, kg/h; $LHV_{\text{试验}}$ 为试验工况下计算的燃料低位热值, kJ/kg; $H_{\text{f,试验}}$ 为试验工况下进入燃烧室的燃料焓, kJ/kg; $Q_{\text{其他,试验}}$ 为试验工况下进入试验边界的其他热量, kJ/h; $P_{\text{试验,毛}}$ 为试验工况下计算出的机组毛输出功率, kW。

如采用净输出功率,则可相应得到净热耗率。

机组的毛效率为

$$\eta = \frac{3600}{HR_{\text{试验,毛}}}$$

热耗率和热效率的计算结果应当清楚地标明燃料的形式及高位或低位热值。

1.6.3 燃气轮机排气流量、能量和温度的确定

当用户自己从不同供货商采购设备,组建联合循环电站时,性能验收试验往往除了测定功率和效率外,还需要确定燃气轮机的排气温度、流量或能量,来判断余热锅炉和蒸汽循环部分的性能。可以用不同的方法来确定排气流量或能量,如:入口空气流量测量、出口燃气流量测量、余热锅炉热平衡、排气成分分析、燃气轮机热平衡等。

GB/T 14100 在选作试验项目中推荐了排气质量流量和排气温度的确定方法。一是直接通过测量空气流量和燃料流量来确定排气的质量流量;二是用间接的方法,通过对燃气轮机的热平衡和质量平衡计算来确定。GB/T 14100 介绍的计算方法是为了确定燃气轮机的输出功率,所以选择的控制边界不包括负载。通过确定热平衡方程中所有进入和离开控制边界的热量和能量,计算得到作为离开控制边界的能量之一的输出功率。排气流量为进入压气机的空气流量和燃料流量之和,扣除抽气和泄漏量。控制边界的确定要便于那些用于计算的参数的测定。

ASME PTC 22—2005 在附录 A 中详细规定了燃气轮机排气温度、流量或能量的确定方法。也是通过燃气轮机热平衡方法来计算确定排气流量或能量,但是发电机包括在试验边界内。ASME PTC 22—2005 规定的计算方法的特点是可以直接计算得到排气流量,避免了通常需要的迭代计算。

1.6.4 余热锅炉性能试验结果计算

性能试验考核项目主要是余热锅炉的热量输出及烟气侧压降,即输出的蒸汽量和蒸汽参数及烟气侧阻力。余热利用率的测量和计算是锅炉性能试验的重要项目,但不作为单独的考核项目,主要用于提供用户和制造商参考。

1.7 试验结果修正到规定的运行条件

1.7.1 修正曲线对试验数据进行修正

一般来说,性能验收试验时的运行条件不可能完全符合合同中给出性能保证值时的条件,尤其是大气温度、压力等

环境参数。因而以上计算得到的功率和热耗率值只是实际试验条件下的测定值，要和性能保证值进行比较时必须将它们修正到合同规定条件下的数值。每个型号的燃气轮机或联合循环机组偏离设计时的特性都是不同的，将实际试验数据修正到规定条件时，必须使用制造商为特定的机组提供的性能修正曲线对试验数据进行修正。

1.7.2 老化修正

上述经过修正的试验结果代表了机组在试验时的性能，但是机组在实际的运行过程中，随着时间的推移性能会逐渐下降，考虑到了机组性能老化的存在，在进行合同保证性能的验收试验时，所有的试验标准都规定机组应处于新的、干净的状态，以减少因为性能老化问题带来的差异。供货商都会在合同中列出一定的时间范围，如性能验收试验在这个时间范围以外进行，则要求对试验结果进行老化修正，同时也会提供针对该机组的老化修正曲线。老化修正曲线是供货商根据机组实际运行经验统计的，经验表明老化修正的应用对试验结果的影响是相当明显的，因此在考虑验收试验时间安排上要尽量避免应用老化修正。

1.8 试验结果的不确定度

1.8.1 不确定度

由于测量程序、测量仪器、测量环境和测量人员等因素的影响，任何测量都存在缺陷，所有的测量结果都会或多或少地偏离被测量的真值，因此在给出测量结果的同时，还必须指出所给测量结果的可靠程度，即测量结果的不确定度。测量结果的可用性很大程度上取决于其不确定度的大小，它按某一置信度给出真值可能落入的区间。测量不确定度不能用来对测量结果进行修正。

热力性能试验的最终结果是多个测量的综合效果，试验结果的不确定度取决于各个试验数据个别不确定度的共同影响。

性能验收试验是以获取具有最小不确定度的热力性能指标为目的，它需要使用大量精密的仪表，试验方法和测量系统复杂，试验工况的稳定性要求高，使用详尽的计算及修正方法，所需的费用相应较高。不同的试验目的和种类对不确定度的要求和计算方法不同，应该在满足试验不确定度要求的前提下考虑试验成本，试验前试验各方应共同协商解决。

1.8.2 试验结果不确定度的计算

1.8.2.1 测量不确定度的系统分量和随机分量

测量的不确定度包括系统分量 B_i 和随机分量 $2S_i$ 。在工业技术应用领域，定义测量不确定度时置信度一般取为 95%。

(1) 系统不确定度 B_i 是不能由校准来消除的、基于经验估计的、在 95% 置信度下测量平均值的可能误差，根据试验各方的经验和分析来估计。考虑的因素包括测量仪表的要求、预期的空间变化和使用的仪表数量、各方的试验经验积累、校验试验室的精度和经验、不同试验室间允许的偏差、不同原则的测量比较、重复测量的经验（用相同或不同的仪表）、数据采集系统（人工读数的准确度、采集系统校验）等。选用高质量仪表和高精度的校准可以降低系统不确定度。

(2) 随机不确定度表示围绕平均值的分散情况，是由于测量的不重复性造成的。随机不确定度在试验前分析中利用以前的经验数据估计，在试验后分析中用实际数据计算。 $2S_i$ 反映了 95% 置信度，即为 ± 2 倍标准偏差。 S_i 的计算如下

$$S_i = STDEV \frac{1}{\sqrt{N}}$$

式中： $STDEV = \left[\frac{\sum (x_k - \bar{X})^2}{N-1} \right]^{0.5}$ ； N 为读数数量； \bar{X} 为平均值； x_k 为单个测量值。

1.8.2.2 测量的总不确定度 U_{Ti}

每一个测量参数的总不确定度为

$$U_{Ti} = [B_i^2 + (2S_i)^2]^{0.5}$$

式中： i 代表一个测量的参数，不论所用的仪表数量是多少。

1.8.2.3 试验结果的不确定度

(1) 灵敏度或影响系数 Θ_i 。每个参数或变量对结果都有一定的影响，称为灵敏度或影响系数，可以理解为每个测量变量的不确定度对最终试验结果不确定度影响的加权因子。一般来说，灵敏度的定义为试验结果的函数形式对该测量参数的偏导数 $\partial f / \partial x_i$ 。如果有该参数对试验结果的修正曲线，则灵敏度等于修正曲线在试验条件下的斜率。在试验前分析中，可用规定的试验条件，或预测的试验条件。在试验后分析中，用实际试验条件。

(2) 试验结果的不确定度 U_R

$$U_R = \left(\sum \Theta_i^2 [B_i^2 + (2S_i)^2] \right)^{0.5}$$

$$U_R = \left[\sum (\Theta_i U_{Ti})^2 \right]^{0.5}$$

(3) 试验边界内控制参数的不确定度。对输出功率和热耗率来说，不确定度计算只包括那些用于将试验结果修正到规定条件的有关参数。内部控制参数如压气机排气压力和透平排气温度等通常不包括在不确定度分析范围内。

1.8.3 降低不确定度的途径

为了降低试验结果的不确定度，必须从试验的准备阶段开始就要注意不确定度的问题，并且贯穿于整个试验过程中。

(1) 试验前不确定度分析。试验前不确定度分析是基于已知的数据和经验，如校准记录，以前用相似仪器进行试验的经验等，必要时还需进行一些特定的测试。

由于在供货范围、使用的燃料（一种或多种）以及驱动设备的特性等方面存在差异，即使采用相同的试验标准，试验结果可能达到的不确定度是不一样的。

ASME PTC 22—1997 列举了典型配置的试验结果不确定度。对于燃油带有蒸汽注入用于驱动发电机的燃气轮机输出功率的不确定度为 1.1%，热耗率的不确定度为 0.9%。对于燃用气体燃料驱动压气机的燃气轮机输出功率的不确定度为 1.8%，热耗率的不确定度为 1.7%。ASME PTC 22—2005 认为对输出功率、热耗率、排气流量/能量和温度试验不可能确定一个单一的不确定度值，不确定度与机组系统构成、燃气轮机对环境和其他修正参数的敏感性、燃料种类、输出功率测量技术等因素有关。ASME PTC 22—2005 提高了部分参数的测量要求，规定了每个测量参数的不确定度限制，由此可以确定一个特定机组和试验的不确定度。通过对一台燃用气体燃料、有压气机抽气和注水的燃气轮机的算例，各种试验结果的不确定度见表 12.12-8。基本体现了按 ASME PTC 22—2005 进行性能试验可能达到的不确定度水平，比 ASME PTC 22—1997 的不确定度大大降低了。

表 12.12-8 ASME PTC 22—2005 的试验结果不确定度

试验结果种类	不确定度 (%)
毛输出功率	0.207
净输出功率	0.215
输入热量	0.395

续表

试验结果种类	不确定度 (%)
热耗率	0.450
修正后输出功率	0.422
修正后热耗率	0.457
比较性试验—功率差	2.18
比较性试验—热耗率差	1.35
排气流量	1.38
排气能量	0.86

对于比较性试验，不确定度不能大于预期性能改变量的 10%。多次试验可以降低比较性试验的总不确定度。
GB/T 18929 建议的试验测量和结果的不确定度指导值见表 12.12-9。

表 12.12-9 测量的不确定度的指导值

测量值	燃料	不确定度 (%)	备 注
输出功率	油和气	±0.50	对每次测量
燃料质量流量	油 气	±0.60 ±1.0	
热值	油和气	±0.50	
热耗率	油 气	±1.30 ±1.50	1 台燃气轮机带 1 台汽轮机 1 台燃气轮机带 1 台汽轮机

按 ASME PTC 46 要求进行联合循环机组性能试验，其试验结果的最大不确定度为：修正后热耗率不确定度不超过 1.5%，修正后净功率不确定度不超过 1%。按照 ASME PTC 6.2—2004 进行联合循环中蒸汽轮机的性能试验，对典型的再热机组试验结果的总不确定度为 0.5%。

一个具体试验所能达到的不确定度与机组系统构成、机组对环境和其他修正参数的敏感性、燃料种类、输出功率测量技术等因素有关，应由试验前不确定度分析来确定，并按此设计合理的试验程序和选择适合的仪表和测量方法，来保证达到预定的不确定度要求，最后在试验后不确定度分析中予以确认。

(2) 根据上面计算得到的不确定度，对试验方案、仪表的组合布置、计算过程等进行选择，设计最佳的试验、测量方法，以满足不确定度的要求。选择仪表时，应使相应参数的不确定度等于或小于上述计算中所用的数值，并留有裕量，预防不可预见的偏差。

(3) 试验后的不确定度计算。为使试验各方确信实际的试验达到了试验标准要求的不确定度，应当进行试验后的不确定度分析，计算实际试验结果的不确定度，以判断试验结果是否有效或无效或部分无效。如结果无效则应该重新进行试验，应对试验过程中产生较大不确定度的参数进行分析，提出减少测量误差、降低整体性能试验不确定度的措施。如果某些测量的不确定度大于规定，而总的 uncertain 度没有超过上述计算的限制，结果可有效。

2 燃气轮机的运行与维护及热端部件的寿命管理

2.1 燃气轮机的运行

2.1.1 燃气轮机启动前的准备和检查

启动前的准备工作主要包括：所有的调试、试验等工作

都必须完成，连锁保护试验都符合要求；运行设备上的所有工作必须完成，工作票终结；设备及周围干净无杂物、无滴漏的油或水；设备周围的通道畅通，且有足够明亮的照明；运行检查人员配备必要的劳动保护装备和齐全的工具；试验区域必须用警戒线围住，并配有明显的标志防止无关人员进入等。

准备工作完成后必须对燃气轮机及其辅助系统进行检查和巡查以准备开机；

系统检查一般是在控制计算机上检查各个系统的状况，包括各系统是否正常，是否有故障报警；燃气轮机控制系统中“准备就绪”检查表中的条件是否都已满足；各阀门的指示位置是否都正确；该运行的泵或风机是否都正常运行，其备用或应急设备是否在“联锁”位置；油、水、汽、气其温度和压力或其液位是否都已满足要求；按程序启停的设备是否都在“自动”位置；系统中各参数的显示是否正常等。

系统巡查一般包括各系统中手动门的位置是否都正确；现场是否有跑、冒、滴、漏现象；现场的仪表或其他设备是否有损坏或缺陷；盘车是否正常，燃气轮机或汽轮机内部是否有异常响声；各轴承回油是否正常；现场指示仪表的读数是否符合要求；燃气轮机火花塞的位置是否正常等。

2.1.2 正常的启动、加/减负荷和停机

燃气轮机的启动过程随其型号、启动方式、燃用燃料、布置方式等的不同而不同，由变频装置 (LCI) 驱动的天然气燃料 9FA 燃气轮机单轴联合循环机组 (无 3S 离合器) 启动程序如下：

(1) 启动→清吹→点火和暖机→加速到全速空载→并网。运行人员先在控制屏上选择“自动”，然后“启动”“确认”发出启动令，LCI 输出功率到处于同步马达模式的发电机，燃气轮机在发电机的驱动下加速并到达清吹转速 (700r/min)。

清吹期间，燃气轮机的转速维持不变，清吹时间到，清吹即告完成。收到清吹结束的信号后 LCI 的输出下降，当燃气轮机转速降低到 400r/min 后 LCI 的输出恢复，燃气轮机转速上升到 420r/min 的点火转速，火花塞放电，当二个或以上火焰探测器检测到火焰时，点火即成告功，随后进入 1min 的暖机过程，在此期间，燃气轮机的转速将维持在的点火转速不变。

暖机完成后，LCI 将输出全部功率，燃气轮机加速，当转速达到 2250r/min 时，辅助蒸汽将用来冷却汽轮机的低压缸，燃气轮机转速达到 2700r/min 时，LCI 将退出运行，燃气轮机在透平的带动下达到全速空载。如果此时选择“自动同期”，燃气轮机控制系统将检查同期条件并进行调整，一旦条件满足即发出合闸指令，并网成功后，发电机立即带上一定的负荷到旋转备用状态。

(2) 温度匹配。并网后，DCS 允许燃气轮机控制系统执行温度匹配程序，即通过对燃气轮机排烟温度的控制来限制主蒸汽温度，其目的是在高压蒸汽进入汽轮机前，使之与汽轮机的金属温度相匹配。目标排烟温度定为汽轮机高压缸金属温度加上 100℃，但最高不超过 566℃，最低不低于 371℃。

启动冷态汽轮机时，燃气轮机功率输出保持不变，可转导叶的角度从 49°按一定速率打开，增加空气的流量，使燃气轮机的排烟温度降低到匹配所需的目标温度。启动热态汽轮机时，可转导叶开启在 49°，由于缸温比较高，燃气轮机

加负荷,使排烟温度上升至匹配所需的目标温度。

当蒸汽的温度和压力满足汽轮机的进汽条件后,主蒸汽调门将打开,汽轮机开始加载,调门打开的速度受汽轮机应力的限制,与此同时,主蒸汽旁路压力控制门逐渐关闭,以维持主汽的压力。当旁路压力控制门全部关闭后,汽轮机控制进入进口压力控制模式,DCS收到该信息后,向燃气轮机控制系统发指令解除温度匹配,可转导叶在燃气轮机控制系统的控制下逐渐关闭到 49° 。

(3) 燃气轮机加载到基本负荷或预选定负荷。燃气轮机可转导叶到 49° 位置时,DCS允许燃气轮机加载。燃气轮机加载的速率受燃气轮机控制系统给定的加载率的限制,同时也受DCS传来的汽轮机应力要求的限制,直到基本负荷或预选定负荷。

(4) 正常停机,燃气轮机减负荷,解列,盘车投入。燃气轮机接到正常停机的指令后以一定的速率($8.3\%/min$)减负荷,可转导叶随着负荷的降低而逐渐关闭,这时,燃气轮机排烟温度将上升,当可转导叶关闭到 49° 后保持不变,燃气轮机继续减负荷,当排烟温度降到 566°C 时,燃气轮机暂停减负荷,DCS给汽轮机MK VI发出停机令,汽轮机高压主汽调门以 $20\%/min$ 的速率关闭,高压旁路压力控制门打开以控制进口压力,同时中压汽包压力控制门以 $100\%/min$ 的速率关闭,中压旁路门打开以控制中压的压力。当汽轮机连通管内蒸汽的焓值不能满足低压缸冷却要求时,冷却蒸汽压力控制门打开提供从冷却蒸汽母管来的冷却蒸汽。主汽调门全部关闭后,燃气轮机继续减负荷,当功率减为“0”,出口断路器断开,机组解列。燃气轮机的燃料量不断减少,燃气轮机转速继续下降,当火焰检测器检测到有一个火焰丢失时,控制系统立刻切断燃料供应,燃气轮机熄火惰走,当转速为 0.06% 时,盘车自动投入。

2.1.3 典型的启动、加/减负荷和停机曲线

(1) 典型冷态启动曲线(停机72h,不考虑等待蒸汽品质合格的时间)如图12.12-1所示。

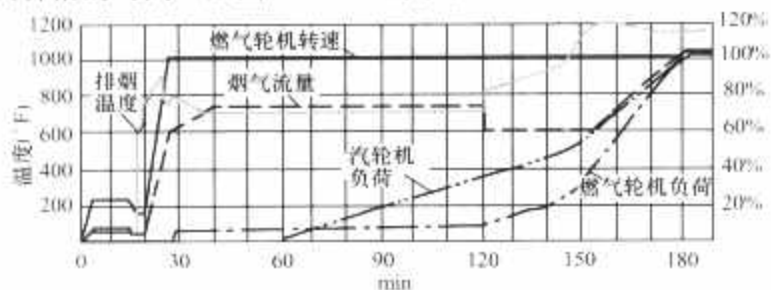


图 12.12-1 典型冷态启动曲线

(2) 典型温态启动曲线(停机8h,不考虑等待蒸汽品质合格的时间)如图12.12-2所示。

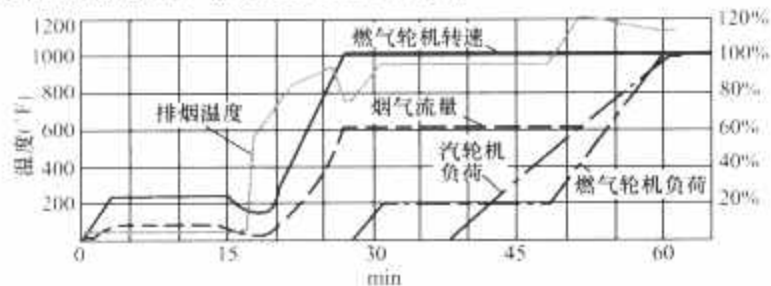


图 12.12-2 典型温态启动曲线

(3) 典型停机曲线如图12.12-3所示。

2.1.4 运行过程中的监视和检查

在燃气轮机的运行过程中(包括启/停),主要必须监视燃气轮机及辅助系统的各运行参数,如负荷和转速;可转导叶角度;燃气轮机进气温度;压气机排气温度和压力;轴承

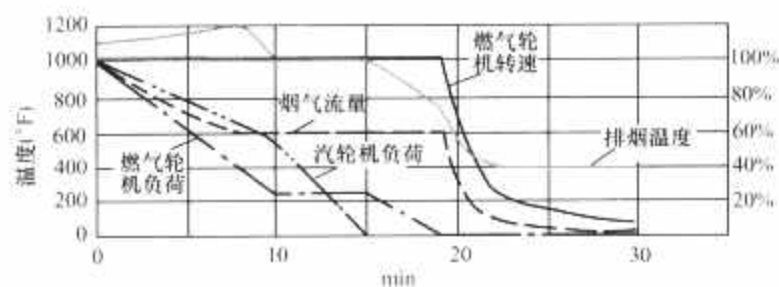


图 12.12-3 典型停机曲线

的振动值、回油温度和金属温度;燃气轮机排烟温度;排烟分散度;轮盘间温度;各个泵、风机的启/停是否符合要求;油、水、汽、气的各个参数;燃料的温度和压力等,另外还必须监视可转导叶、防喘阀等的动作是否正常,同时还必须监视报警栏目,随时注意出现的各种报警等。

在巡回检查时一般按既定的路线进行,每个系统都必须巡查到位,关键项目不能遗漏,主要检查各辅助系统是否有跑、冒、滴、漏现象;运行的风机、泵工作是否正常;各个过滤器的压差是否满足要求;轴承回油,油箱的油位,燃气轮机进气过滤器的状况是否正常等。

2.1.5 异常运行过程

(1) 甩负荷。当燃气轮机出现甩负荷时将执行以下过程:

1) 燃气轮机加速度控制和转速控制先后投入,迅速减少燃料供应量,把机组稳定在全速空载状态。

2) 汽轮机负荷设定点为零,高压主控门关闭。高压旁路压力控制进入压力控制模式。

3) 中压汽包压力控制门快速关闭到零,中压压力控制设定点恢复到准备启动时的值。中压旁路压力控制进入压力控制模式。

4) 汽轮机低压控制门快速关闭,并且保持在关闭状态10s后再以 $200\%/min$ 的速率打开给汽轮机提供冷却蒸汽。但在机组的转速低于 103% 额定转速以前不会打开。

(2) 紧急遮断。当燃气轮机控制系统收到紧急遮断信号后将执行以下过程:

1) 对于燃油机组来说关断燃油截止阀,对于气体燃料机组来说关断辅助关断阀、速比阀和所有流量控制阀,同时打开速比阀与流量控制阀之间的放散阀。

2) 燃气轮机控制系统发出信号迅速关闭燃气轮机进口抽气加热控制阀(DLN机组);迅速打开压气机防喘阀;迅速关闭可转导叶;迅速拉开发电机断路器。

3) 燃气轮机转速降到 $1500r/min$ 时,顶轴油泵启动;当燃气轮机转速降为“0”时投入盘车。

如果是单轴联合循环机组,没有3S离合器,当紧急遮断信号发出后还包括以下过程:

1) 汽轮机控制系统迅速完全关闭高、中、低压主汽门和调门;关闭中压汽包压力控制门。

2) DCS把高、中和低压旁路控制转换成压力控制模式,当压力超过设定值时打开旁路。

3) 凝结水、给水、汽封、循环水、闭式水等将保持运行状态以确保系统的安全。

发生紧急遮断后,运行人员还必须根据具体的情况来确定哪些系统必须继续保持运行状态。

(3) 负荷快速切回(Runback):是燃气轮机通过减负荷来消除运行过程中出现的故障,避免因紧急遮断或快速停机而对设备造成的损坏,其过程如下:

1) 燃气轮机以一定速率减负荷;故障不消除(报警不

消失), 机组将继续减负荷。

2) 对单轴机组, 如果在控制系统预定的时间限制内故障不消除, 汽轮机将执行遮断。

3) 当负荷减为“0”, 发电机断路器断开, 燃气轮机保持在全速空载状态。

4) 运行人员对机组的情况进行评估以确定是重新并网还是执行正常停机程序。

2.2 燃气轮机的维护

2.2.1 影响维护的主要因素

影响燃气轮机设备寿命的因素有很多, 主要有以下的影响:

(1) 燃料类型的影响。燃料对热部件的影响主要是由于其燃烧过程中的辐射热能, 天然气燃料的影响最小, 渣油燃料和重油燃料的影响最大, 轻油燃料的影响介于重油和天然气之间。

(2) 启停次数的影响。燃气轮机每次启/停、发生遮断、快速启/停以及快速加/减负荷都会使热部件承受较大的热应力, 对热部件寿命造成影响。

(3) 燃烧温度的影响。燃烧温度越高, 燃气轮机热部件的寿命越短, 燃气轮机在尖峰负荷下运行将导致燃气轮机热通道部件更频繁的维护和更换。

(4) 注入水/蒸汽的影响。水能使热导率增加, 使高温燃气传给热部件的热量增加, 金属温度增高, 降低热部件的寿命。

2.2.2 维护检查内容

根据检查的程度不同, 燃气轮机维护检查一般可分为燃烧系统检查、热通道检查和机组大修。

2.2.2.1 燃烧系统检查

主要是要检查喷嘴、火焰筒、过渡段和联焰管等, 如果燃气轮机在燃烧系统恶化的情况下运行将直接影响下游热部件的寿命, 因此, 要求燃烧系统检查时间间隔最短。

在燃烧系统检查过程中, 喷嘴、火焰筒、过渡段和联焰管必须被拆下, 为了缩短停机时间, 可以更换上一套新的或维修好的部件, 使拆卸下来的部件有更长时间来进行维修。

2.2.2.2 热通道检查

是对那些暴露在高温气体中的热部件进行检查, 检查包含了上述的“燃烧系统检查”, 另外还必须详细检查透平的喷嘴和动叶等。

热通道检查时, 透平的上缸必须打开, 一级喷嘴必须被拆下, 二、三级喷嘴要根据检查的情况来确定是否要拆下, 动叶可以就在转子上检查, 另外, 推荐用荧光渗透的方法(FPI)来检查动叶叶身上的裂纹, 在热通道检查过程中应全面检查透平内部轴向和径向的间隙。

2.2.2.3 大修检查

是对所有旋转或静止的部件进行检修, 其内容包含了上面所述的“燃烧系统检查”和“热通道检查”, 另外还必须检查所有动静部件, 缸体, 进排气道, 轴承, 密封等。

大修时必须吊开压气机缸、透平缸、排烟框架、转子等, 对逐个部件进行检查。

2.2.3 维护检查间隔

2.2.3.1 GE 公司燃气轮机维护检查间隔的确定

GE 把分别单独计算燃气轮机的启动次数和点火小时数作为基本要求, 无论哪个先达到限制, 就以此作为维护的间隔。表 12.12-10 为 GE 的燃气轮机产品在标准状况下运行、燃烧气体燃料、基本负荷、没有水和汽体注入的情况下, 其

燃烧室检查、热通道检查和大修的基本间隔。

表 12.12-10 GE 公司燃气轮机维护检查间隔

检查类型	燃烧系统	点火小时数/启停次数			
		MS6B	MS9E	MS6FA	MS9F/FA/FA+e
燃烧室检查	非 DLN	12 000/1200	8000/900	—	—
	DLN	12 000/450	12 000/450	8000/450	8000/450
热通道检查		24 000/1200	24 000/900	24 000/900	24 000/900
大修		48 000/2400	48 000/2400	48 000/2400	48 000/2400

2.2.3.2 西门子公司燃气轮机维护检查间隔的确定

西门子公司把燃气轮机的维护间隔用当量运行小时(t_{EDH})来表示, 其表达式如下

$$t_{EDH} = a_1 n_1 + \sum_{i=1}^n t_i + f w b_1 t_1$$
$$w = 1 + 0.45 \frac{m_w}{m_F}$$

式中: n_1 为启动次数; $a_1 = 10$ (启动因素); t_i 为甩负荷、紧急遮断或快速加/减负荷时对应的当量运行小时, 以透平出口修正温度及其变化量为参考, 快速加/减负荷温度变化超过 $18K/10s$ 时, 须考虑 t_i 的影响, 如图 12.12-4 和图 12.12-5 所示; n 为透平出口温度快速变化次数; t_1 为燃气轮机运行小时数; b_1 为 1 (基本负荷因素); f 为燃料因素: f 为 1.0 (满足规范的气体或干馏燃料); f 为 1.5 (Na、K 和 V 略超规范的干馏燃料); w 为注水总量因素; m_w 为注水的质量流量; m_F 为燃料质量流量)。

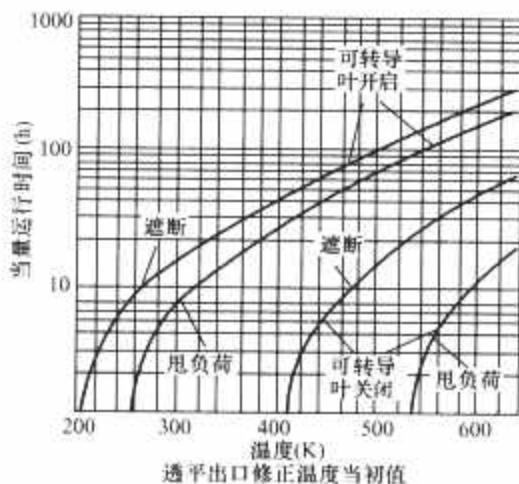


图 12.12-4 透平出口温度快速变化折合的等效运行小时数

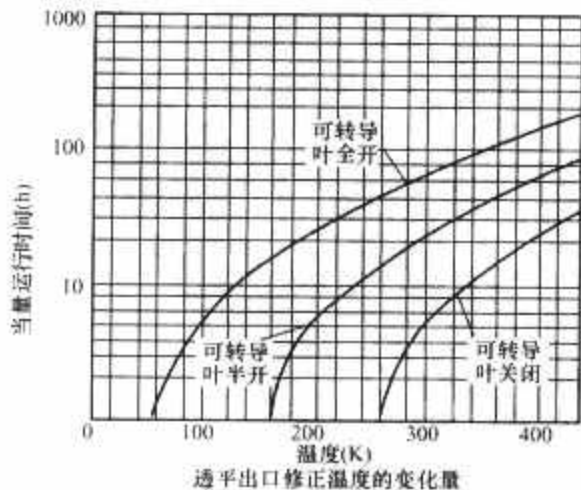


图 12.12-5 跳机和甩负荷折合的等效运行小时数

西门子公司建议的维修间隔如下:

燃烧室检查: 4000EOH (如果启动次数小于 25 次, 可延长至 8000EOH)

热通道检查: 25 000EOH

大修: 50 000EOH

2.2.3.3 三菱公司燃气轮机维护检查间隔的确定

三菱公司把热部件分为一类和二类, 并根据等效运行小时或等效启停次数来变更燃气轮机组件的检查、维修周期和零部件的预测寿命。

(1) 等效运行小时 EOH(1) 或 EOH(2)

$$EOH(2) = (AOH + A \times E) \times F$$

式中: EOH(1) 为等效运行小时数, h, 用于一类热通道部件 (HGPP); EOH(2) 为等效运行小时数, h, 用于二类热通道部件 (HGPP); AOH 为实际的运行小时数, h; E 为正常停机、甩负荷、跳闸和快速负荷变动的等效于正常启动的次数, 用于二类热通道部件; A 为正常停机、甩负荷、跳闸和快速负荷变动的等效运行小时数的修正因数, 用于二类热通道部件, (A: 10 ~ 20); F 为燃料因数, $F = 1.0$, 液体燃料, $F = 1.25$ 。

(2) 等效启停次数

$$E = N + \sum_{i=1}^B LR_i + \sum_{i=1}^C T_i + \sum_{i=1}^D LC_i$$

式中: N 为正常停机的实际次数 (仅针对二类热通道部件); B 为甩负荷次数; LR_i 为甩负荷修正因数; C 为跳闸次数; D 为快速负荷变动次数; T_i 为跳闸次数修正因数; LC_i 为快速负荷变动次数修正因数。

三菱公司建议的维修间隔列于表 12.12-11 (EOH 与 E 以先到为准)。

表 12.12-11 三菱公司建议的维修间隔

燃烧室检查	热通道检查	大修
8000 (EOH) 或 300 (E)	16 000 (EOH) 或 600 (E)	48 000 (EOH) 或 1800 (E)

2.3 燃气轮机热端部件的寿命管理

2.3.1 影响燃气轮机热端部件可靠性的主要因素

(1) 热端部件设计、制造与安装质量。热端部件的气动性能、热力性能、冷却传热设计水平、结构强度设计水平与经验, 以及基体材料与涂层材料性能、加工工艺与质量、安装质量等, 这些都对热端部件可靠性有着至关重要的影响。

(2) 燃气轮机运行条件。燃气轮机的累计运行小时数、启停次数、负荷特点、燃料特性、注蒸汽/水、非正常运行工况如超速、紧急遮断、快速启停等, 直接影响热端部件的可靠性和使用寿命。不同运行方式对燃气轮机运行维修费用的影响见表 12.12-12。

表 12.12-12 运行方式对燃气轮机运行维修费用的影响

项 目		50 次启停/年	350 次启停/年	500 次启停/年
运行维护总费用 (英镑)		370 万	600 万	800 万
总费用组成	固定费用 (%)	15	15	15
	可变费用 (%)	40	20	15
	热端部件费用 (%)	45	65	70

(3) 热电站检修与维护能力。检修与维护设备能力、检

修与维护人员的能力与经验以及检修维护策略与质量管理, 这些也将对可靠性产生影响。

(4) 热端部件修理与备件质量。由于生产厂家生产的热端部件全套备品备件的价格非常高, 因此国际市场上出现了相应的替代品, 在热端部件的维修服务上也是如此, 这些对电厂而言很有吸引力, 而对替代品的质量和服务必须认真考核和评估, 以免其对可靠性产生大的影响。

2.3.2 F 级和 E 级燃气轮机热端部件材料性能降低与损坏的一般规律

燃气轮机热端部件的基体材料是镍/钴基奥氏体合金钢, 燃烧室火焰筒和过渡段内壁、透平前几级静动叶片表面有高温抗氧化和热障涂层 (TBC)。通过对基体和涂层材料在长期高温运行条件下的性能老化和失效现象进行的研究和统计分析, 得到下列结论:

2.3.2.1 超级合金 (基材) 老化

新材料在金相显微照片中显示其 γ' 相析出物均匀致密, 而在高温运行环境下, 其 γ' 相逐渐增大, 晶界加粗, 材料强度和抗蠕变性能明显下降, 甚至出现塑性变形。

2.3.2.2 基体材料裂纹

燃气轮机热端部件运行过程中, 在基体材料的脆弱部位会出现裂纹并且会逐渐扩展, 热端部件是否有效且可靠取决于裂纹出现的部位是否对部件强度造成重大影响, 取决于裂纹的扩展速度, 以及裂纹是否可修复。

对三菱公司 F/G 燃气轮机一级静叶的 21 万条裂纹数据和 11 种典型裂纹模式的研究发现, 裂纹扩展速度与运行小时和启停次数成正比, 两班制运行方式下裂纹扩展的速度不仅比基本负荷运行条件下要快, 而且随着运行时间的增加越来越快。

对 GE 公司 F 级燃气轮机一级静叶裂纹的研究表明, 一级静叶常见有八种裂纹, 其中四种裂纹出现在静叶的内外端壁, 另外四种出现在叶片尾缘接近内外环壁处。

研究报告建议裂纹的允许范围是: 内/外端壁不同方向多条裂纹的长度之和不得超过内/外端壁的轴向长度; 每只静叶片表面以及其与内/外端壁连接处不同方向多条裂纹长度之和不得超过叶片的弦长。GE 公司还要求叶身和内壁处的裂纹其宽度不能大于 0.127mm, 长度不能大于 25.4mm。

2.3.2.3 涂层性能老化、磨蚀、烧损、裂纹、局部脱落

热端部件的涂层包括火焰筒和过渡段内表面、静叶片和动叶片表面的高温抗氧化涂层 (MCrAlY) 和热障涂层 TBC, 以及静动叶片内部冷却空气流道表面的抗腐蚀涂层 (Al-Cr, Al-Si) 等, 涂层的厚度一般在 200 ~ 250 μm 以下。在长期高温和气流冲刷作用下, 涂层的氧化和烧结导致导热系数增大和孔隙率变小, 磨损与侵蚀使得涂层厚度减薄, 热疲劳和基体材料变形导致涂层裂纹, 喷涂质量不佳导致涂层局部剥落、烧蚀等, 都大大影响热端部件的可靠性。

对西门子公司 SGT5-2000E 型燃气轮机涂层的研究表明, 热端部件涂层随 EOH 的增加而减薄。

2.3.3 热端部件状态检测的技术手段

热端部件检测技术手段分为非破坏性检测 (NDI) 和破坏性检测两大类。前者主要有目测 (窥镜)、荧光、磁粉、超声、X 射线 (工业 CT)、电涡流等方法, 后者则是从受检部件取样进行显微金相分析、材料力学性能试验和热处理性能试验。对燃气轮机电站而言, 建立和掌握非破坏性检测手段, 对提高热端部件的检测水平有重要意义。

国外燃气轮机电站较为广泛使用电涡流检测技术 (ECI), 另外, 其他非破坏性检测技术如 X 射线断层扫描

(CT) 能够准确测量基体材料的厚度、冷却流道的尺寸并探测裂纹, 对于含有内部冷却流道的叶片检测是重要的手段。

2.3.4 热端部件的性能恢复

大量研究表明, 通过热处理恢复镍/钴基超级合金材料的力学性能是可行的, 其原理是通过热处理在一定程度上恢复奥氏体合金中 γ 相的微观形态。有的热处理工艺已应用于生产实践并收到了良好的效果。如热等静压处理 (HIP) 能最有效地恢复材料的金相结构和力学性能。HIP 的典型工艺是在氩气环境、100MPa 以上的压力和 1100~1200℃ 温度下将超级合金处理 2~4h。

热端部件的高温抗氧化涂层和热障涂层在老化、烧蚀、剥落和裂纹后, 必须采取维修措施将老的涂层去除, 并喷涂新的涂层。

2.3.5 热端部件寿命管理技术

燃气轮机热端部件的寿命管理, 即是对热端部件的状态进行检测, 在正确评估其技术状态的基础上预测其剩余使用寿命, 并据此制定热端部件的维修计划和电厂大修计划, 以达到降低运行风险、节省维修费用的最终目的。

国外某研究所根据 GE 公司 9E 和西屋公司的 TG50D5 燃气轮机的运行经验, 开发出第一级动叶片的寿命管理系统 (LMS)。该系统中建立了下列三个寿命预测模型:

(1) 透平叶片基材的热疲劳失效模型。

(2) 透平叶片蠕变失效模型。

(3) 涂层氧化失效模型。将燃气轮机运行历史参数输入到 LMS 软件中, 可计算出叶片热疲劳、蠕变和涂层氧化的损伤程度, 即叶片的剩余寿命。

国外某电站开发了适合于两班制调峰运行的热端部件状态检测的技术体系, 其主要技术、工程与管理措施是:

(1) 建立了热端部件状态检测手段和寿命管理体系, 包括对燃气轮机运行参数和性能的在线监测与分析, 对热端部件的定期检查特别是 EX1 探测, 热端部件剩余寿命的预测等。

(2) 对余热锅炉进行改造并建立了各部件技术状态评估流程。在热疲劳严重的部位加装了热电偶, 并改造了水化学处理系统。

(3) 建立了电站大修计划管理系统。该系统汇总燃气轮机、余热锅炉等主要设备状态检测结果, 综合考虑其他因素后, 对全厂停机大修提出计划, 由电站负责人批准实施。

(4) 采用再设计的方法自行设计制造了替代 OEM 第一级透平静叶的备品备件。

3 联合循环中余热锅炉的运行与维护

联合循环中余热锅炉运行的一大特点是启动时间短, 负荷变化迅速, 这就决定了其启动、运行、停炉和维护等操作与常规锅炉有较大区别。

3.1 余热锅炉启动

余热锅炉启动是指锅炉从停机状态转变到带负荷工作状态的过程。锅炉启动的原则是有效控制温度和压力的变化速度, 在确保设备安全条件下, 力求最短时间内完成启动过程。

对锅炉各个部件来说, 锅炉启动是一个加热过程。被加热的部件壁厚越厚, 温度差越大, 热应力也越大, 对金属材料会造成越大的损伤。在加热过程中着重关注的是汽包、过热器三通、集箱和阀门等。

输入锅炉的热量是通过监视余热锅炉每一压力系统汽包内的饱和温度上升速度控制的。应通过下列方式来限制温升速度:

(1) 通过启动时的排汽门、主蒸汽管路或其他放汽管路的蒸汽释放, 放出热量。

(2) 控制进入锅炉烟气加载速率, 限制进入余热锅炉的热量。

3.1.1 启动方式

余热锅炉启动方式按启动时汽轮机主汽阀前蒸汽参数的变化可分为滑参数启动和定参数启动。

3.1.1.1 滑参数启动, 常用于单元制系统机组

一般采用燃气轮机、锅炉和汽轮机联合启动方式, 就是燃气轮机排汽进入余热锅炉, 当蒸汽参数达到汽轮机启动参数时, 锅炉产生的蒸汽进入汽轮机进行暖管, 逐渐加热炉机之间的管道; 然后进入冲转阶段, 并逐步提高汽轮机转速, 对汽轮机进行暖机和升速, 主蒸汽参数不断变化而滑升, 在达到额定转速后就能同步并网运行。这种启动过程, 是在蒸汽参数逐渐变化的情况下进行的, 称为滑参数启动。启动过程要求机、炉密切配合 (包括燃气轮机), 锅炉产生的蒸汽参数应适应汽轮机的要求。

滑参数启动的特点是:

(1) 启动时间短, 能尽快并网运行, 运行调节灵活。

(2) 机组的安全可靠性较高, 机组各部件受热膨胀比较均匀, 汽轮机的热应力状况改善。

(3) 经济性高, 减少启动过程中的各种损失。

3.1.1.2 定参数启动, 主要用于母管制系统机组

燃气轮机和余热锅炉的启动与汽轮机启动是分开进行的。燃气轮机和锅炉启动后, 只有在达到额定参数后蒸汽才能进入汽轮机 (或蒸汽母管), 汽轮机在母管蒸汽压力下进进行冲转、升速和带负荷。汽轮机启动时的蒸汽参数必须在节流降压控制下缓慢进行。锅炉在并汽前需进行排汽, 造成大量工质和热量损失, 热冲击大, 因此机组大都不采用定参数冷态启动。

3.1.2 启动状态

根据锅炉的起始状态或启动时金属温度水平, 余热锅炉的启动又可分为冷态启动、温态启动和热态启动三种形式。

(1) 冷态启动。冷态启动是锅炉停用时间较长, 汽包内蒸汽压力为零时的启动。一般指汽包内水温降低到低于 100℃ 情况下的启动 (或指在锅炉停炉 48h 后的启动)。

(2) 温态启动。温态启动是指锅炉停用时间不太长时的启动。汽包内仍处于正压状态, 一般指汽包内水温等于或低于基本负荷额定工作压力时的饱和温度以下 55℃, 但水温超过 100℃ (即仍保持正压) 时的启动 (或指在锅炉停炉 9~48h 内的启动)。

(3) 热态启动。热态启动是指锅炉处于热备用状态时的启动。一般指汽包内水温超过基本负荷额定工作压力时的饱和温度以下 55℃ 时的启动 (或指在锅炉停炉 8h 内的启动)。

典型启动曲线: 图 12.12-6 为 9FA 单轴联合循环机组的冷态启动曲线, 图 12.12-7 为西门子 SCC5-4000F 1S 机组的冷态启动曲线。

3.1.3 启动要点

(1) 锅炉各压力系统 (高压、中压和低压) 注入合格的给水, 水温与管壁间温差应低于 55℃, 打开启动放气阀放出空气, 连续注水直到水位刚进入水位计的底部可观察范围或水位显示已确定超过了低—低水位。

(2) 锅炉启动过程中, 通常应控制升温 and 升压速度, 控制汽包上下壁的温差和径向内外壁温差, 以避免产生过度的热应力。温差引起的热应力与温差大小呈线性关系, 温差与升温速度呈线性关系。启动应按制造商提供的各种状态下的

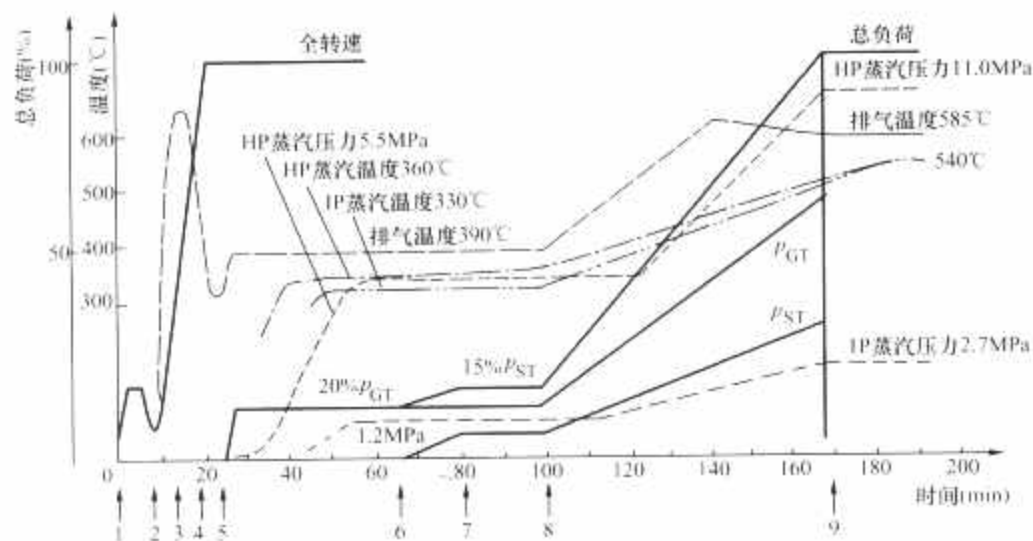


图 12.12-6 VEGA109F 联合循环机组的冷态启动曲线

1—用变频器和同步发电机使转子加速；2—燃气轮机点火；3—向汽轮机注入冷却用蒸汽；4—燃气轮机达到额定转速；5—发电机同步并网，燃气轮机带自身的20%额定负荷；6—汽轮机带负荷；7—汽轮机带自身的15%额定负荷；8—汽轮机与燃气轮机同时增加负荷；9—机组带满负荷

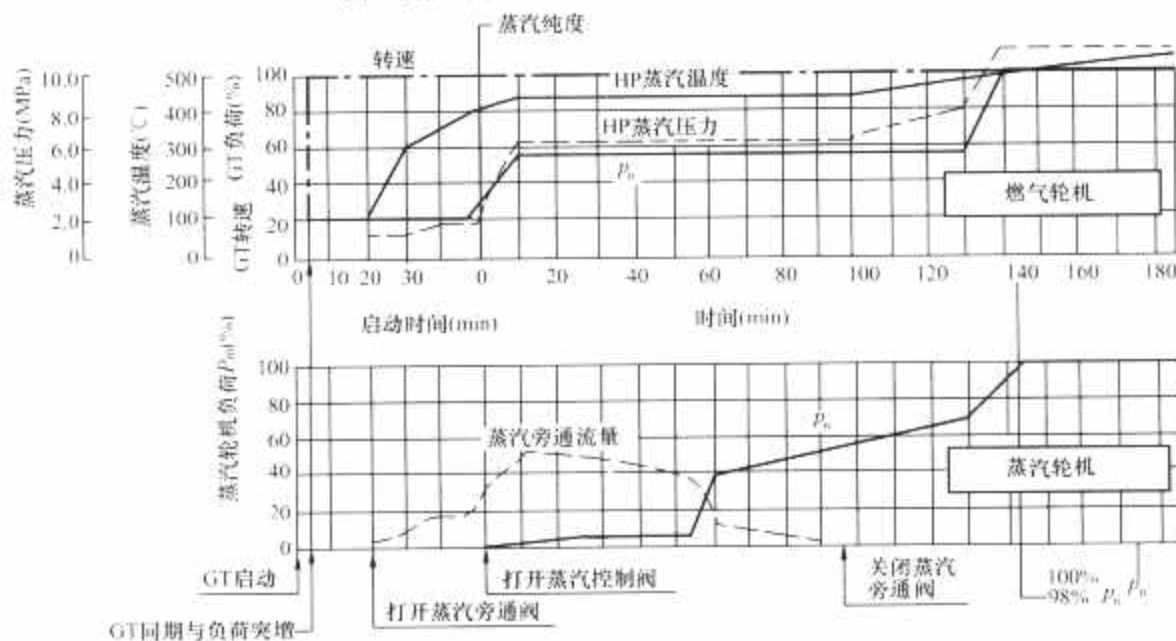


图 12-12-7 SCC5-4000F 1S 机组的冷态启动曲线

启动运行曲线进行。

(3) 冷态启动时,排汽阀必须在燃气轮机点火前完全打开,当过了燃气轮机负荷突变危险期后可以关闭;启动阀门可在快速启动而温升速度不超值时关闭。

(4) 锅炉启动和运行的关键是保持正确的汽包水位。高水位可能引起过热器损坏,低水位则会造成管子过热,甚至导致强迫停炉。初次启动锅炉时,汽包水位应设定在正常水位以下 200mm 处,以保证锅炉启动后的最高水位不超过高高水位。将锅炉水位控制置于自动状态,并在将来的启动中调整锅炉的初次启动水位使汽包水位波动最高值接近于正常水位。

(5) 监测高压、中压和低压汽包的温度和水位，当某一压力系统达到沸腾时，汽包水位将会升高，表明蒸汽已经产生。锅炉启动后，各压力系统达到额定压力的时间先后依次为低压、中压，最后是高压（三压系统），取决于锅炉启动时的状态和燃气轮机的速度；达到基本负荷的时间根据启动时状态、燃气轮机速度和机组负荷变化率而定。

(6) 在三压系统中, 当高压和中压系统的压力达到 0.07MPa, 低压汽包压力达到 0.035MPa 时, 或当某一压力系统的蒸汽流量达到要求时, 可提高燃气轮机负荷或增加进入锅炉的烟气量, 过热器疏水阀可关闭。

(7) 锅炉启动 (燃气轮机带负荷和启动放汽阀门的调

整) 应按照保持允许的温升速度进行, 对三压系统的余热锅炉, 允许温升速度为: 高压部分低于 $4.4^{\circ}\text{C}/\text{min}$, 中压部分低于 $9.3^{\circ}\text{C}/\text{min}$, 低压部分低于 $27.8^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 。

(8) 蒸汽出力达到基本负荷的 25% 时应打开减温器隔离阀, 以保证足够的蒸汽热量能将减温水蒸发, 减温器的蒸汽出口温度要求高于饱和温度 13.9°C 。

(9) 温态启动时, 为了尽量降低压力损失, 在给机组加热前不推荐开启启动排汽阀和过热器疏水阀。在燃气轮机点火前对余热锅炉进行空气吹扫时, 冷却空气会将过热器和再热器内滞留的蒸汽冷凝, 凝结水必须在启动过程中的合适时间内排出。

(10) 热态启动时, 没有汽包水温上升速度的限制, 余热锅炉允许有近 55℃ 的瞬间温升而不致损害机组。但是必须确保有冷却蒸汽通过过热器和再热器。

3.2 运行特点和要求

3.2.1 变工况运行

对于不补燃余热锅炉,由于燃气轮机随着负荷和环境条件的变化,经常是处于变工况运行,余热锅炉的热力特性也随之变动,其产汽量、蒸汽温度和压力都在变化。与常规电站锅炉蒸汽压力恒定不变的调节方式不同,燃气轮机余热锅炉—汽轮机系统采用滑压运行方式。运行时锅炉压力经常变

化, 汽轮机进气阀处于全开位置, 余热锅炉蒸汽参数和汽轮机特性参数自动匹配。图 12.12-8 所示为滑压运行时蒸汽压力变化曲线。由图 12.12-8 可见, 随着负荷降低压力也相应下降, 当达到某一合适的最低压力限制 p_{\min} 后将维持恒压运行。

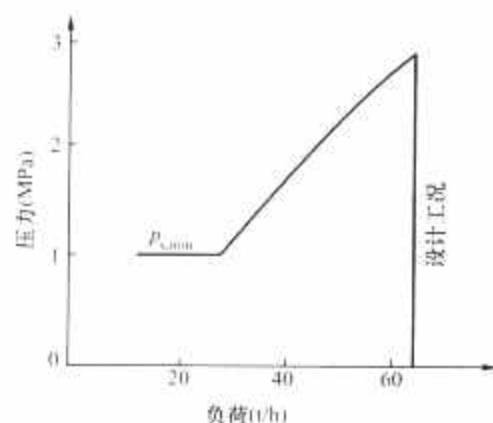


图 12.12-8 滑压运行时蒸汽压力的变化关系

锅炉出口过热蒸汽温度也不是恒定不变的, 对无补燃余热锅炉, 可按过热蒸汽允许温度调节减温水量。图 12.12-9 给出了当蒸汽压力恒定不变时余热锅炉过热蒸汽温度的变化特性。过热蒸汽温度随燃气轮机排气流量的减少和排气温度的升高而上升。

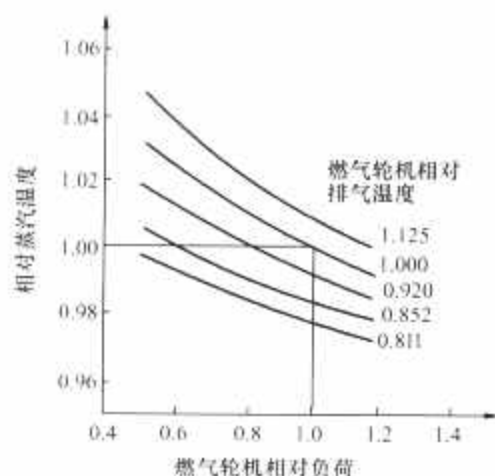


图 12.12-9 蒸汽压力恒定时过热蒸汽温度的变化

余热锅炉的蒸汽产量是随着燃气轮机排气流量和温度的升高而增加的。此外, 随着饱和蒸汽压力的降低, 蒸汽产量也会略有增加。在滑压运行方式, 蒸汽系统的功率由 100% 降至 45% 的范围内蒸汽压力是线性下降的, 此后, 蒸汽压力将维持恒定不变。在滑压运行方式时, 蒸汽轮机可以多发出一些附加的功率, 这种效果对单压蒸汽循环系统要比双压系统更显著, 如图 12.12-10 虚线所示。

余热锅炉接近点温差 ΔT 。(汽包饱和蒸汽压力下的温度

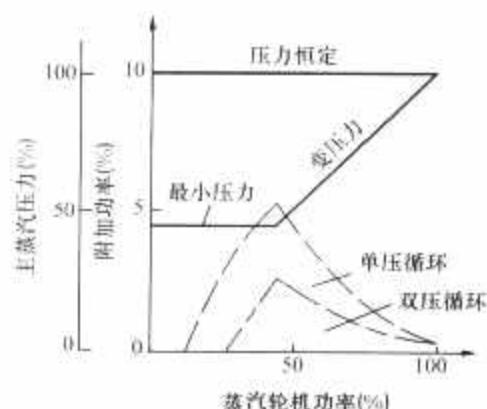


图 12.12-10 蒸汽轮机部分负荷性能与调节方式的关系

与进入汽包前的省煤器出口水温之间的差值) 在运行工况改变时也会发生变化。锅炉蒸汽压力恒定不变时, ΔT 随燃气轮机排气温度下降而明显减小, 燃气轮机排气量对 ΔT 影响不大。这正是单轴系统中与燃气轮机匹配的余热锅炉在环境温度较低时以及启动和低负荷工况下, 省煤器容易发生汽化的原因。

对于补燃型余热锅炉, 应满足系统热负荷或电负荷的运行要求, 进行适当的运行控制。

3.2.2 汽包水位控制

在余热锅炉中, 每一个压力级均设置一个汽包 (直流锅炉除外)。

锅炉运行工况变化时汽包水位会产生很大的波动。锅炉启动时, 特别是热态启动, 汽包水位会快速上升, 相反, 停炉或关闭调节挡板时, 汽包水位急剧下降。因此在锅炉启动、停炉和负荷变化时, 应使之既不致对锅炉部件造成损害, 又能适应联合循环机组的运行。

汽包水位控制采用单冲量调节 (低负荷) 和三冲量调节相结合的方式, 通过给水调节阀、给水旁路调节阀和给水泵转速调节 (变频或液力耦合器调节)。

3.2.3 水循环安全控制

为了使蒸发受热面有足够的冷却, 避免发生腐蚀、过热及变形等故障, 必须保证汽水系统的水循环安全。影响水循环安全的因素主要包括循环倍率、所处区域的热流量以及管中工质流速等。

建议的循环倍率取值范围如下。

锅炉采用自然循环时, 循环倍率为: 高压系统大于或等于 8, 中低压系统大于或等于 15。

锅炉采用强制循环时, 循环倍率为: 高压系统 2.5~5, 中低压系统 4~10。

为防止发生偏离核状沸腾, 蒸发管最大许用热流量 (临界热流量) 控制在 567.5 kW/m^2 。

为防止水平管中汽水分层, 蒸发管重量流速选取应不小于该压力下的最小重量流速。流体的最小临界流速约为 $2.1 \sim 3.0 \text{ m/s}$ 。

3.2.4 烟气阻力控制

余热锅炉的烟气阻力不但影响锅炉出力和自身的安全运行, 还会影响燃气轮机的功率和效率, 甚至燃气轮机的安全运行。计算表明, 余热锅炉阻力增加 1 kPa , 将会使燃气轮机功率降低 $0.5\% \sim 0.8\%$ 。因此, 一般余热锅炉烟气阻力控制在不大于 4.2 kPa , 或按燃气轮机背压的要求确定。

对于燃用重油的燃气轮机排气或有污染的烟气, 余热锅炉应定期对各部分受热面进行吹灰或清洗, 保护受热面管子不被污染, 防止烟气阻力过度增加。

3.3 停炉

余热锅炉停炉指正在运行的锅炉切断热源, 停止对外供汽并逐步降压冷却的过程。根据需要, 余热锅炉可以进行正常停炉和紧急停炉。

3.3.1 正常停炉

(1) 切断热源 (可以是燃气轮机停运或关闭通向锅炉的烟气调节挡板), 关闭主汽门, 锅炉解列。开启高低压旁路和过热器出口疏水阀一段时间。

(2) 锅炉解列后, 进入冷却阶段, 应避免急剧冷却, 锅炉保持密闭状态。

停炉过程中, 限制汽包任意两点间的壁温差不超过制造厂提供的限制范围。如无厂家限制, 可控制为小于或等于

50℃,保持工质侧压力。如有烟囱挡板,需关闭。一般余热锅炉停炉时,主蒸汽压力下降速度不大于0.05MPa/min,主蒸汽温度下降速度不大于1~1.5℃/min,再热蒸汽温度下降速度不大于2~2.5℃/min,要求主蒸汽和再热蒸汽始终具有50℃以上的过热度,以防止蒸汽带水。

(3) 对于强制循环余热锅炉,各级循环泵应继续运行一段时间,一般要求运行30min以上,防止受热面超温。

(4) 保持汽包水位,锅炉切断热源后,水位应维持在高水位与正常水位之间2/3处,并处于低低水位以上。

3.3.2 紧急停炉

在要求余热锅炉立即进入检修时,实施紧急停炉。正常检修应避免紧急停炉。紧急停炉应注意以下要点。

(1) 关闭燃气轮机或切断进入锅炉的烟气,隔离余热锅炉水侧,严密监视各部位温度变化,采取有效措施防止温度下降过快。

(2) 维持水位(蒸发系统故障除外),应防止严重失水和满水事故,注意蒸汽压力的变化。

(3) 打开所有疏水和排气,通过上水、放水来降低炉温和水温,加快冷却速度。供省煤器的水应是除氧水,温度不低于100℃。打开离燃气轮机最近的检查门,可用风机鼓风冷却,但如因烟道二次燃烧而停炉时,禁止通风。

(4) 如需在炉顶检修,应对炉顶部分单独进行强制通风,可采用压缩空气对炉顶部分吹扫等办法强制冷却。

3.4 寿命评估分析和方法

寿命的评估分析是保证减少和消除破坏因素最普遍的方法,设备的寿命取决于余热锅炉的运行模式。设备的运行使用寿命是指设备可以安全工作的时间,余热锅炉设备一般使用寿命为30年。寿命评估的对象是运行条件苛刻,且与安全运行密切相关的重要承压部件,如:汽包、汽水分离器、过热器及集箱、过热器三通和主汽管道等。

3.4.1 寿命评估分析

在设计阶段,应考虑所有影响余热锅炉寿命的因素,通过改进设计性能减小或消除引起部件破坏的因素。运行中建立运行状况档案,调整和优化影响设备寿命的因素。

寿命的评估分析一般包括以下几个步骤:

- (1) 确定基本运行工况。
- (2) 制定使用寿命期内压力、温度变化等运行细则。
- (3) 确定关键的部件。
- (4) 进行关键部件的动态特性分析。

(5) 计算累计损伤因素,可按ASME、EN或德国TRD标准进行。

(6) 如果累计损伤因素高于标准(如ASME、EN、TRD)允许值,应修改设计或运行工况。

3.4.2 寿命评估方法

目前国内普遍接受的锅炉疲劳寿命计算方法主要包括:

(1) GB 9222—1988《水管锅炉受压件强度计算》标准附录D《水管锅炉汽包低周疲劳寿命计算》,1998年10月1日实施。

(2) EN 12952—2001《水管锅炉及其辅助设备》中EN

12952-3《压力部件设计和计算》,EN 12952-4《锅炉运行寿命预测计算》。

(3) ASME锅炉及压力容器规范第I卷动力锅炉建造规程和第Ⅲ卷第2册压力容器建造另一规则提供了通用的、普遍意义的计算疲劳寿命的体系。

(4) 德国TRD301Annex1和英国BS等。

3.5 维护

3.5.1 日常维护

余热锅炉日常维护工作要点包括:

(1) 机组及设备除了保证在正常运行状态外,应定期检查烟气侧和蒸汽侧管道阀门有否泄漏和保温状况,保证疏排水畅通。

(2) 加强对关键部件的金属监督,对易于腐蚀部件进行监测,定期进行状态评价,包括壁厚测量、腐蚀产物测量和沉积浓度测量等,据此采取必要措施或变更运行方式。

(3) 注意锅炉启停过程控制,兼顾协调燃气轮机、余热锅炉和汽轮机三主机的要求,实现最小的机组寿命消耗,燃气轮机在低负荷余热锅炉处暖炉启动阶段时,应加强过热器和再热器疏水,避免过分依靠喷水减温来控制汽温。

(4) 锅炉启动和停炉过程应采用分阶段调整负荷的方法代替连续调整,避免因启停负荷变化过快而加速疲劳损伤。

(5) 锅炉停炉前,根据不同燃料的烟气性质,及时做好锅炉吹灰工作,避免受热面积灰吸湿引起烟气侧腐蚀,增加锅炉底部排污,排出沉积的泥垢,按规程规定增加炉水碱度和化学加药。

(6) 在寒冷季节锅炉停运时,应注意防冻,并根据情况采取适宜的保养方法。

3.5.2 保养

设备在停用期间的腐蚀较运行阶段更为严重,做好余热锅炉停运期间的保养是极其重要的。

余热锅炉的保养大致可分为干法和湿法两种,干法保养包括:热炉放水余热烘干法;充氮法;干燥剂吸湿法和干燥空气连续循环法。湿法保养包括:保持压力法;水侧碱式保养汽侧充氮法和加入保养液法等。

应根据设备停炉检修或备用的目的和时间长短,合理选用余热锅炉的保养方法。

(1) 停炉时间在3天以下,系统不需检修者,可采用保持压力法。

(2) 停炉时间在4~7天,系统需检修者,可采用热炉放水余热烘干法;系统不需检修者,可采用水侧碱式保养汽侧充氮法。

(3) 停炉时间在8~30天者,宜用干燥剂吸湿法或其他干法保养。

(4) 停炉时间在30天以上而属于正常停运者,宜采用干燥剂吸湿法。属于锅炉大修后的启动前保养者,宜采用加入保养液法,同时用给水辅助顶压。

(5) 做好保养过程的监督维护工作,包括药液浓度测试、系统检查等。

参 考 文 献

- [1] The World's First Industrial Gas Turbine Set at Neuchâtel (1939). ASME: AN International Historic Mechanical Engineering Landmark. 1988.
- [2] 29th Annual Power Generation Order Survey. Diesel & Gas Turbine World, 2005.
- [3] 林汝谋, 金红光. 燃气轮机发电动力装置及应用. 北京: 中国电力出版社, 2004.
- [4] 沈炳正, 黄希程. 燃气轮机装置. 2版. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [5] 翁史烈. 燃气轮机. 北京: 机械工业出版社, 1989.
- [6] 姜伟, 赵士杭, 等. 燃气轮机原理、结构与应用. 北京: 科学出版社, 2002.
- [7] 赵士杭. 燃气轮机循环与变工况性能. 北京: 清华大学出版社, 1993.
- [8] 朱行健, 王雪瑜. 燃气轮机工作原理及性能. 北京: 科学出版社, 1992.
- [9] 林公舒, 杨道刚. 现代大功率发电用燃气轮机. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [10] 生井武文, 井上呀弘. Turbo-Blowers and Compressors. Corona Publishing CO., 1988.
- [11] 王仲奇, 秦仁. 透平机械原理. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [12] 舒适甄, 等. 叶轮机械原理. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [13] 彭泽琰, 刘刚. 航空燃气轮机原理: 上册. 北京: 国防工业出版社, 2001.
- [14] 焦树建. 燃气轮机燃烧室(修订本). 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [15] Lefebvre, A H. Gas Turbine Combustion. Taylor & Francis, 1998.
- [16] Glassman, I. Combustion. Academic Press, 1996.
- [17] Cohen, H. Rogers. GFC and Saravanamuttoo. HHH. Gas Turbine Theory. Longman Group Limited, 1996.
- [18] 张宝成. 航空发动机试验和测试技术. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005.
- [19] 侯晓春等. 高性能航空燃气轮机燃烧技术. 北京: 国防工业出版社, 2002.
- [20] 候凌云, 侯晓春. 喷嘴技术手册. 北京: 中国石化出版社, 2002.
- [21] 严传俊, 范伟. 燃烧学. 西安: 西北工业大学, 2005.
- [22] Han, J C, Dutta, et al. Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology. Taylor & Francis, 2000.
- [23] 林宏镇, 汪火光, 蒋章焰. 高性能航空发动机传热技术. 北京: 国防工业出版社, 2005.
- [24] 韩介勋, 桑地普·杜达, 斯瑞纳斯·艾卡德. 燃气轮机传热和冷却技术. 程代京, 谢永慧, 译. 西安: 西安交通大学出版社, 2006.
- [25] Han, J C. Recent Studies in Turbine Blade Cooling, International Journal of Rotating Machinery, 2004, 10(6):443-457.
- [26] Grag, V K. Heat Transfer Research on Gas Turbine Airfoils at NASA GRC. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2002, 23: 109-136.
- [27] Lacovides, H, Rasee, M. Recent Progress in the Computation of Flow and Heat Transfer in Internal Cooling Passage of Turbine Blades. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1999, 20: 320-328.
- [28] 清华大学热能工程系, 大庆石油管理局供电公司. 燃气蒸汽联合循环电站培训教材. 2、3册. 1987.
- [29] 清华大学电力工程系燃气轮机教研组. 燃气轮机: 上、下册. 北京: 水利电力出版社, 1978.
- [30] 赵士杭. 燃气轮机结构. 北京: 清华大学出版社, 1983.
- [31] GE公司 RER-3434D GE公司燃气轮机设计原则.
- [32] GE公司 RER-3571H 重型燃气轮机性能和可靠性的改进.
- [33] R. K. Matta, et al. Power Systems for the 21st Century "H" Gas Turbine Combined Cycles. GER-3935B. GE公司重型燃气轮机技术文集. 哈尔滨: 哈尔滨汽轮机厂有限责任公司, 2004.
- [34] 倪维斗, 徐基豫. 自动调节原理与透平机械自动调节. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [35] 焦树建. 燃气—蒸汽联合循环. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [36] 姚秀平. 燃气轮机及其联合循环发电. 北京: 中国电力出版社, 2004.
- [37] 阎维平. 洁净发电技术. 北京: 中国电力出版社, 2002.
- [38] 李崇祥. 节能原理与技术. 西安: 西安交通大学出版社, 2004.
- [39] 杨顺虎. 燃气—蒸汽联合循环发电设备及运行. 北京: 中国电力出版社, 2005.
- [40] 中国动力工程学会主编. 火力发电技术手册: 第一卷锅炉. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [41] 林宗虎, 徐通模. 实用锅炉手册. 北京: 化学工业出版社, 1999.
- [42] 薛以泰. 燃气—蒸汽联合循环之余热锅炉系统参数优化与国产化: 亚太地区燃气轮机发电应用及气体燃烧技术研讨会, 2005.
- [43] 焦树建. 燃气—蒸汽联合循环. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [44] 刘万琨, 等. 燃气轮机与燃气—蒸汽联合循环. 北京: 化学工业出版社, 2006.

第 13 篇 燃煤的燃气—蒸汽 联合循环机组

主编单位：中国电机工程学会

清华大学

东南大学

西安热工研究院有限公司

上海发电设备成套设计研究院

主 编：江哲生 焦树建 章名耀 危师让 杨道刚 许世森
李 政

编写人员：江哲生（中国电机工程学会）

焦树建（清华大学）

李 政（清华大学）

章名耀（东南大学）

危师让（西安热工研究院有限公司）

许世森（西安热工研究院有限公司）

杨道刚（上海发电设备成套设计研究院）

第1章 概述

1 我国的能源资源及其利用

从我国的能源结构看,21世纪煤炭仍将是能源的主体。预计2020年煤炭需求量为21~29亿t,石油为4.5~6.1亿t,天然气为1600~2000亿m³容量。而到2050年,我国为实现达到目前中等发达国家水平的目标,人均GDP将达到1万美元,人均能源消费量将达3.0t标准煤以上,能源需求量约为50亿t标准煤。届时我国能源供应将面临更为严峻的挑战,国内常规能源将难以满足需求的增长。

进入21世纪以来,我国正面临重化工业新一轮增长、居民消费结构的升级、城市化进程加速的新情况,表现出经济发展对能源的依赖度增大,能源需求已呈明显增长的趋势。今后如果不能加大产业结构调整的力度,使经济结构向减少能源消耗、提升增长质量和效益的方向转变,则上述预测的能源需求尚难以满足经济增长的需要。

因为我国是以煤炭为主要能源的国家,因此要特别重视能源环境问题,实现人与自然的和谐发展。也就是说,燃煤发电不仅对常规的SO₂、NO_x和粉尘排放提出了更高的要求,同时也将重金属的排放、CO₂的分离和处理提上了日程。要实现能源的可持续发展,必须把建设节约型社会作为基本国策,实施节能优先的高能效战略;要制定全社会节能目标,建设节能型社会;还要优化电力结构,鼓励节能技术的研发,大幅度提高燃煤机组的发电效率。

2 我国燃煤发电技术的出路

由于我国今后数十年内以燃煤发电为主的格局不会改变,因此提高燃煤机组的效率和环保性能是电力工业紧迫而又长期的任务。就当前世界上燃煤发电技术发展分析,最具有发展前景的有两项:①超超临界机组技术;②煤气化联合循环发电技术。这两项技术有望在今后10~20年的时间里,使机组供电效率分别达到55%和60%。

(1) 超超临界机组技术。今后超超临界机组技术发展方

向是进一步提高参数来取得机组的高效率。详见本卷第8篇。

(2) 燃煤联合循环发电技术。常规的燃煤发电机组都是采用单循环系统,随着煤化工和燃气轮机技术的发展,联合循环技术开始进入燃煤发电的领域。目前已在实施或将要实施的燃煤联合循环发电系统有:增压流化床锅炉联合循环(PFBC-CC)、整体煤气化燃气—蒸汽联合循环(IGCC)、煤气化燃料电池—燃气—蒸汽联合循环、常压流化床锅炉燃气—蒸汽联合循环(AFBC-CC)、与燃煤机组联合运行的燃气—蒸汽联合循环及整体煤气化湿空气透平联合循环发电系统(IGHAT)。另外,国外还有直接燃用超精细煤粉的燃气的联合循环发电技术,目前正处在开发的初期。在众多的燃煤联合循环发电系统中,从高效和洁净的角度考虑,最具有发展前景的是整体煤气化燃气—蒸汽联合循环发电(IGCC),以及进一步延伸的煤气化制氢的燃料电池—氢燃气轮机联合循环发电系统。

整体煤气化联合循环发电(IGCC)是近20年刚发展起来的新技术,全世界已投产的IGCC机组共有30台,总容量为8GW,其中燃煤的有14台。

IGCC技术的优势是:①机组效率高,并具有进一步提高的空间;②基本实现零排放(粉尘、SO₂、NO_x、废水),并在治理污染物的转化过程中,可实现资源化回收;③节约用水;④有利于CO₂的分离和处理。

从当前两种燃煤发电技术比较可以看出,IGCC与超临界机组的效率基本相当,但其造价几乎为后者的2倍,即优异的环保性能在经济上还得不到回报。所以近期内超临界和超超临界机组将会有较大的发展。从长远发展看,煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环发电系统不论是机组效率,还是环保性能都将优于超超临界机组,特别是在排放物资源化回收、CO₂的分离和处理方面,都比超临界机组具有更大的优势。

第 2 章 几种典型的燃煤燃气—蒸汽联合循环方式

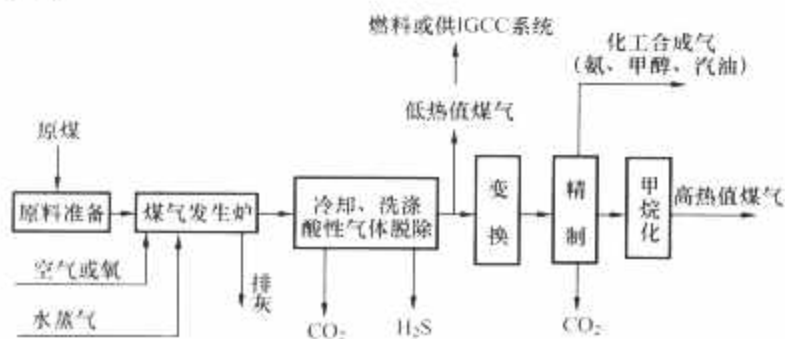
1 整体煤气化燃气—蒸汽联合循环 (IGCC)

整体煤气化燃气—蒸汽联合循环,就是将煤炭等燃料气化,所生成的合成煤气经净化后变为洁净的合成煤气,再送到联合循环发电系统的一种联合循环。整体煤气化燃气—蒸汽联合循环对应的英文全称是 Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC)。

实际上,除了煤炭以外,生物质、石油精炼后的底脚料(如沥青、石油焦)等都可作为气化燃料。因此,IGCC 的准确含义应是整体气化联合循环,但习惯上仍称为整体煤气化燃气—蒸汽联合循环。IGCC 包括三个有机地集成在一起的子系统,即气化系统、合成气净化系统和联合循环发电系统。

整体煤气化燃气—蒸汽联合循环 (IGCC) 具有如下特点:

(1) 将煤化工技术和联合循环发电技术有机地结合在一起,是一种新的发电技术。煤炭气化工艺的原则性流程如图 13.2-1 所示。由图可见,IGCC 很容易按煤炭气化工艺流程扩展为多联产系统,从而实现资源的综合、优化和梯级利用。



13.2-1 煤炭气化工艺的原则性流程

(2) 实现污染物的源头控制。由于污染物的脱除主要在净化系统对合成煤气进行,污染物的控制是源头控制,即燃烧前对燃料气污染物的控制,因此可以比较经济地将污染物控制在很低的水平(包括 CO_2)。同时煤化工生产中,本身就需要除去一些有害物质和无效成分,把污染物控制和化工生产有机地结合在一起,也更容易经济地实现废弃物的资源化利用(如把硫化物转变为元素硫或硫酸),这符合循环经济的要求。

由于煤气的体积流量大约为烟气的 $1/10$ 数量级,且压力高、污染物浓度高,再加上气化炉内是还原性气氛,硫主要以硫化氢的形式存在,因此控制 SO_x 和 NO_x 等的排放更加容易。

(3) 由于 IGCC 采用联合循环,因而具有以下优点:

1) 联合循环具有效率高的优点,可使 IGCC 具有很高的效率。

2) 简单的燃气—蒸汽联合循环的出力中燃气轮机占有较大的比例(约占 $2/3$),因而同蒸汽循环相比耗水量很低。虽然在 IGCC 中这一比例有所降低,但与蒸汽发电机组相比,仍可减少耗水量 $30\% \sim 50\%$ 。

3) 由于燃机轮机低 NO_x 燃烧技术具有很高的水平,再加上燃用合成气时燃烧温度有所降低,因而 IGCC 的 NO_x 排放浓度很低。

由于以上特点,IGCC 能满足可持续发展的要求,是一种很有发展前途的更新换代的发电技术。特别是对我国而言,一次能源以煤为主的格局在比较长的时间内不会改变,因而发展和采用 IGCC 发电技术及以气化和 IGCC 为基础的多联产技术具有非常重要的意义。

IGCC 技术的发展可以分为三个阶段,见表 13.2-1。目前的 IGCC 发电技术属于第二代技术。

表 13.2-1 IGCC 技术的发展阶段

发展阶段	实现年代	气化炉供煤方式	煤气净化方式	蒸汽循环	燃气轮机初温($^{\circ}\text{C}$)	供电效率(%)	
						高位发热值(HHV)	低位发热值(LHV)
第一代	20 世纪 80 年代	水煤浆	常温湿法	单压	1066	30~35	
第二代	20 世纪 90 年代	水煤浆或干粉	干、湿法	双压再热	1288	40~45	42~47
第三代	2010 年	干粉	高温干法	三压再热	1427	50~53	52~55

IGCC 机组的容量目前已经达到 300MW 等级,正在逐步走向商业化应用。但由于系统比较复杂,很多设备尚未批量制造以及发展时间较晚等原因,目前机组的单位造价比较高,可靠性与常规蒸汽发电机组相比还有一定的差距。

在 21 世纪,IGCC 发电技术及以气化和 IGCC 为基础的多联产技术,必将会得到更大的发展并逐步得到广泛的应用。

2 增压流化床锅炉燃气—蒸汽联合循环(PFBC-CC)

2.1 技术的应用背景与典型工艺流程

PFBC 技术是 20 世纪 70 年代初在煤的常压流化床燃烧 (AFBC) 的基础上发展起来的,其特征是煤与氧化剂在增压的流化床中完成燃烧,产生增压燃气。该技术主要用于煤的燃气—蒸汽联合循环发电。

图 13.2-2 是增压流化床燃烧过程用于燃气—蒸汽联合循环发电的典型工艺流程,煤和石灰石(脱硫剂)加入到增压流化床锅炉,燃烧产生的部分热量,通过安置在流化床的埋管和水冷壁,使流经受热面的水得到加热,产生蒸汽,通过蒸汽透平膨胀做功发电。离开燃烧室的加压燃气,经过高温除尘以后,进入燃气透平膨胀做功,驱动为所需空气增压的轴流压缩机,多余的功发电,并对外输出电力。因此该电站是由燃气和蒸汽两部分系统组成的发电过程,称之为增压流化床燃气—蒸汽联合循环 (PFBC-CC) 发电。燃气轮机出力占总输出的 $20\% \sim 25\%$,其余为蒸汽轮机出力。PFBC-CC 发电的效率比相同参数的常规粉煤电站的发电效率可高

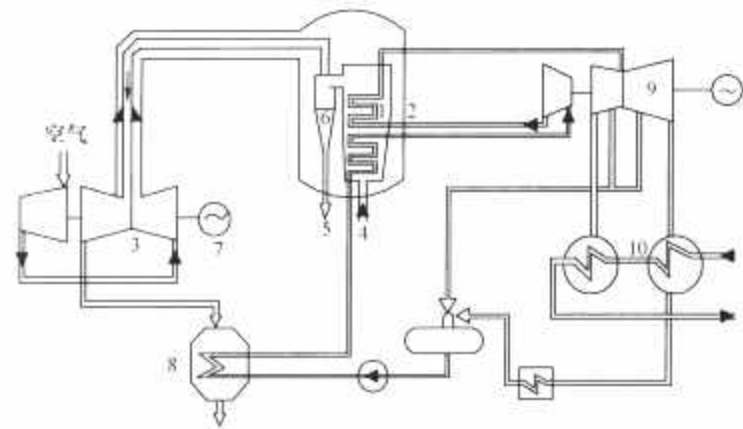


图 13.2-2 PFBC-CC 发电典型工艺流程简图
1—燃烧室；2—压力壳体；3—燃气轮机；4—给煤；
5—细灰排放；6—旋风分离器；7—发电机；
8—省煤器；9—蒸汽轮机；10—冷凝器

出 2~4 个百分点。同时由于煤在流化床内的燃烧温度仅为 900℃ 左右，只有燃料中的氮转化成 NO_x，空气中的氮很少

转化成 NO_x，煤中的硫大部分在流化床内经脱硫剂直接脱除，因此增压流化床燃烧过程中 NO_x 和 SO₂ 的排放量能得到很好的控制。增压流化床燃烧技术还应用在石油催化裂化装置上，将再生器中附着于催化剂表面上的碳烧掉，使催化剂获得再生，再生器排放出来的烟气，进入烟气轮机发电，来回收能量。此外，增压流化床燃烧技术还可应用于石油焦、煤的半焦、油页岩甚至生物质的燃烧。

2.2 我国的 15MW 的增压流化床联合循环（PFBC-CC）中试电站

1997 年，在我国徐州贾汪发电厂建成了发电功率为 15MW 的增压流化床联合循环（PFBC-CC）中试电站。与国外 PFBC 工业试验不同的是，该电站配备了全套燃气轮机和蒸汽轮机发电设备，是一个完整的工程试验电站，其系统如图 13.2-3 所示。该工程试验电站至 2000 年底，成功地实现了 1000h 的累计试验运行，解决了主要关键技术，完成了各项主要技术指标，见表 13.2-2。

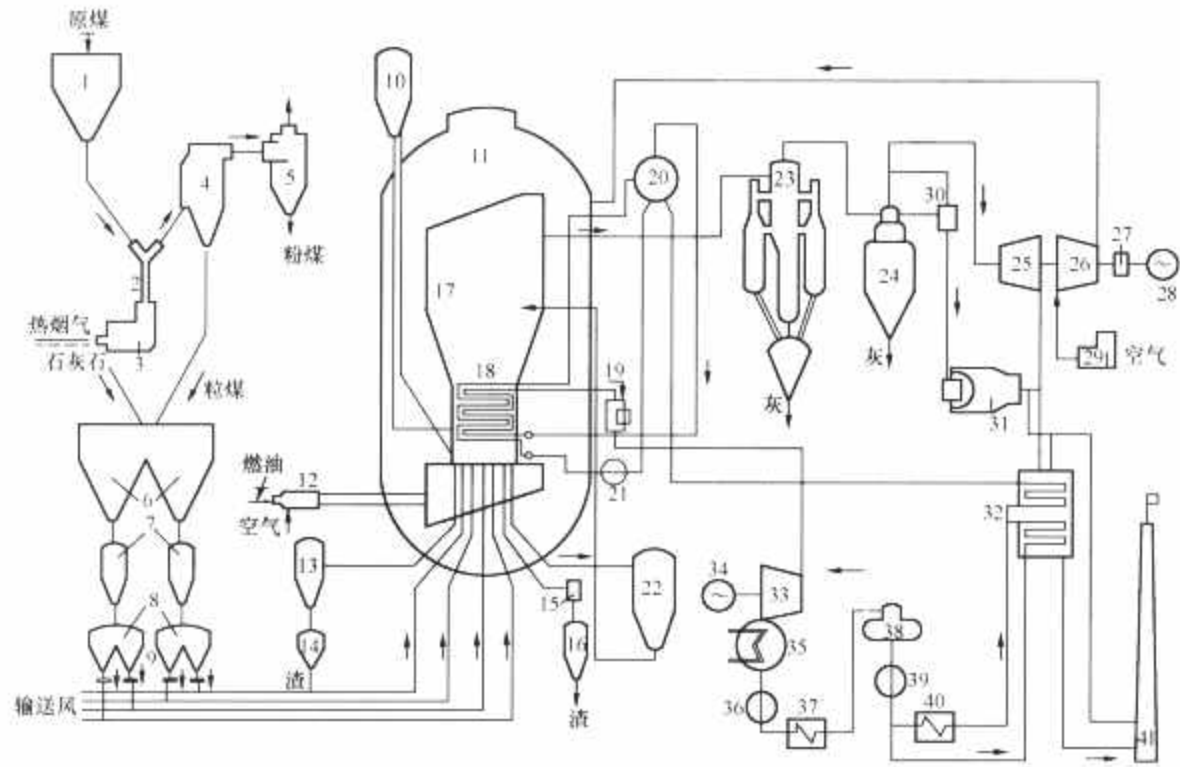


图 13.2-3 15MW PFBC-CC 中试电站系统图

1—原煤斗；2—干燥风选管；3—破碎机；4—粒煤分离器；5—粉煤分离器；6—常压仓；7—变压仓；8—压力仓；
9—给料机；10—快加、排料斗；11—PFB 锅炉外壳；12—启动燃烧室；13—冷渣器；14、16—变压渣斗；15—调
节器；17—膜式水冷壁；18—蒸发及过热埋管；19—喷水调温器；20—汽包；21—强制循环泵；22—加、排料装
置；23—一级高温除尘器；24—二级高温除尘器；25—燃气透平（烟机）；26—轴流式压气机；27—齿轮箱；28—
电动/发电机；29—空气过滤；30—喷水降温器；31—降压装置；32—余热锅炉；33—蒸汽轮机；34—发电机；
35—凝汽器；36—凝结水泵；37—低压加热器；38—除氧器；39—给水泵；40—高压加热器；41—烟囱

表 13.2-2 15MW 中试电站主要设计、运行参数

名称	参 数	设计值	达到值
PFB 锅炉	燃烧室压力 (MPa)	0.65	0.65
	燃烧室温度 (℃)	900	850~900
	燃烧效率 (%)	97~98	99.5
	流化速度 (m/s)	1.0~1.3	1.2~1.3
	蒸发量 (t/h)	60	60
	负荷调节速率 (%/min)	2~3	2~2.3
燃气透平	入口压力 (MPa)	0.594	0.594
	入口温度 (℃)	760	760
	出口压力 (MPa)	0.104	0.104
	功率输出 (MW)	10	7
	电力输出 (MW)	2.7	0

续表

名称	参 数	设计值	达到值
蒸汽透平	入口压力 (MPa)	3.43	3.45
	入口温度 (℃)	435	435
	电力输出 (MW)	12	12
高温除尘	第一级效率 (%)	98.5	93.3
	第二级效率 (%)	80	83
	出口灰浓度 (mg/m ³ , 标况下)	300	300~350
烟气排放	脱硫效率 (%)	≥85 (Ca/S=1.8)	92 (Ca/S=2.5)
	NO _x (mg/m ³ , 标况下)	≤250	83~125

2.3 第二代 PFBC-CC 技术

第二代 PFBC-CC 系统是在第一代 PFBC-CC 基础上发展起来的。第一代 PFBC-CC 发电系统的最大弱点是它的流化床内燃烧温度控制在 900°C 左右, 过高的燃烧温度易于引起结渣。这就从根本上限制了燃气透平的进口温度, 阻碍了燃气布雷登循环效率的进一步提高, 使 PFBC-CC 发电净效率在 42% 左右。第二代 PFBC-CC 的目的是提高燃气透平的燃气入口温度, 称之为 APFBC-CC。APFBC-CC 系统有两种方案: 第一种方案见图 13.2-4, 原煤首先在碳化炉中进行干馏, 即释放出煤中的挥发分, 煤本身成为焦炭; 或者使煤中的固定碳部分气化 (气化率可达 50%~70%), 使原煤成为半焦。碳化炉中产生的低热值

煤气经过高温过滤式除尘器除尘后, 进入燃气透平前的前置燃烧室进行燃烧, 产生高温燃气。半焦或焦炭则进入增压流化床燃烧室进一步燃烧, 而碳化炉中因加入脱硫剂 (石灰石或白云石) 和煤中的硫反应生成 CaS , 在流化床燃烧室的氧化气氛中反应成为 CaSO_4 , 半焦或焦炭在 PFB 燃烧室中燃烧所产生的燃气, 经过过滤式除尘器除尘以后, 和前置燃烧室产生的高温燃气 ($1300\sim 1400^{\circ}\text{C}$) 混合成为 1150°C 以上的燃气, 进入燃气透平, 提高了布雷登循环部分的效率, 使燃气—蒸汽联合循环的净发电效率有可能达到 45%~47%。第二种方案是碳化炉产生的半焦并不加入 PFB 燃烧室燃烧, 而把它作为常压循环流化床锅炉的燃料, 由 CFB 锅炉产生蒸汽供蒸汽透平发电, 见图 13.2-5。

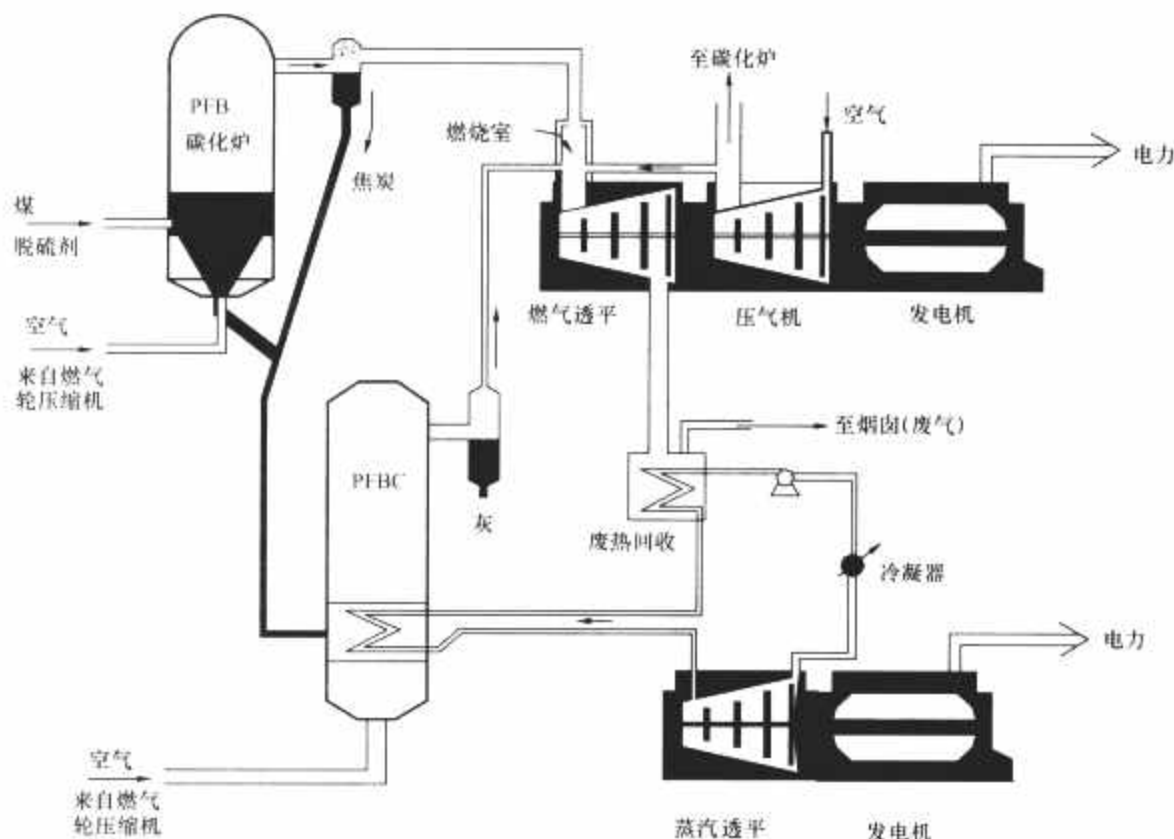


图 13.2-4 APFBC-CC 系统方案之一

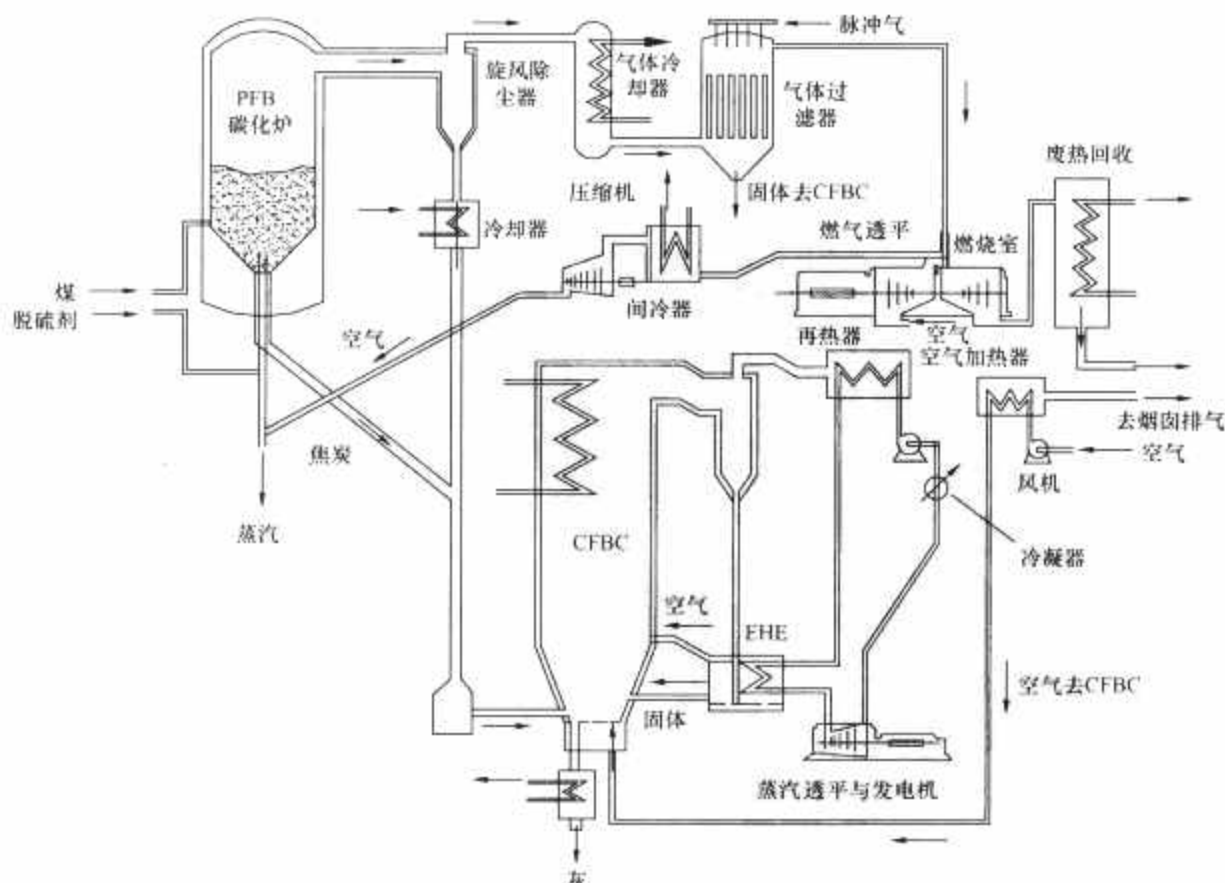


图 13.2-5 APFBC-CC 系统方案之二

目前第二代 PFBC-CC 技术在国外尚处在示范电站的试验阶段, 试验的主要目的是进行部分气化炉、脱硫炉及半焦燃烧炉的气化、脱硫和燃烧等性能验证, 三个主要反应设备联合操作运行验证, 基本运行控制方式 (包括启动、停机等) 方法验证。

我国的一些高校和研究院所也在小型试验装置上进行煤的增压部分气化技术的试验研究和验证, 研究工作的水平接近国外同等水平。

3 煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环

煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环将成为 21 世纪一种全新的发电方式。

燃料电池是煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环发电方式高效环保的中间环节, 也是关键部分。燃料电池主要以氢气为燃料, 利用电化学反应将燃料的化学能转化为电能, 发电效率一般在 40%~50%, 大大优于常规燃煤发电。

燃料电池的发展前后经历了碱性燃料电池 (AFC)、磷酸型燃料电池 (PAFC)、熔融碳酸盐燃料电池 (MCFC)、固体氧化物燃料电池 (SOFC), 以及质子交换膜燃料电池 (PEFC)。

日本和美国在资助燃料电池研发方面走在世界前列, 世界其他国家也竞相推出该领域的研发计划, 并为企业研发提供激励措施。各国的研发重点也有所差异: 欧洲看重的是燃料电池的“零排放”对减少温室气体和全球气候变化的影响; 美国对其效能和减少石油的利用感兴趣; 加拿大则把燃料电池看作是可以赢得世界领先地位的一个重要领域。

我国车用燃料电池研究已经有了良好的开端, 其中用于电动汽车的质子交换膜燃料电池技术研发已经进展到可以装车的水平。我国在高温燃料电池发电技术方面也有一些研究, 但与国外研究水平差距较大。

熔融碳酸盐燃料电池和固体氧化物燃料电池工作在 600~900℃, 因此又称为高温燃料电池。高温燃料电池与余热利用系统的组合方式一般分为常压单循环热电联供系统 (CHP) 和加压联合循环系统 (PFC/GT)。美国和日本均通过燃料电池发展计划对高温燃料电池发电方式进行了示范, 熔融碳酸盐示范较多的是 250kW 发电系统, 最大的为 2MW, 固体氧化物燃料电池也已进行了 220kW SOFC/GT 的示范。

燃料电池以氢气为燃料, 高温燃料电池发电的首要问题需解决如何得到氢气的问题。在各种制氢方法中, 煤气化制氢无疑是目前最佳的选择。目前比较成熟的气化技术有美国 GE 公司的水煤浆加压气化工工艺 (原为德士古公司 Texaco 技术)、荷兰壳牌公司的 SCGP 粉煤加压气化工工艺技术和德国 GSP 气化技术。国内西安热工研究院已完成两段式干煤粉加压气化工技术的工业试验, 将要进行 2000t/d 级工业示范; 兖矿集团和华东理工大学开发出 1500t/d 具有自主知识产权的多喷嘴水煤浆气化工技术, 将要向 3000t/d 发展。

CO 变换工艺根据反应温度不同分为中温变换和低温变换; 按照变换催化剂的不同分为中温变换催化剂、低温变换催化剂和耐硫变换催化剂。实际主要根据原料气成分和后续工艺对气体纯度的要求选择变换工艺及其催化剂。CO₂ 脱除工艺是利用溶剂或高分子吸附材料吸附, 现有比较成熟的工艺有氨水法、改良热钾碱法、环丁砜法、甲基二乙醇胺 (MDEA 法)、碳酸丙烯酯法、低温甲醇洗法 (Rectisol) 等, 近年来变压吸附技术在脱硫脱碳工艺中也得到广泛的应用。

煤气化制氢及燃料电池发电技术在国际上已得到广泛认可, 近年来, 美国、欧盟、日本和澳大利亚相继提出了名为

未来发电 (FutureGen)、氢能发电 (HypoGen)、新阳光及零排放电站 (ZeroGen) 等计划, 这些计划均以煤的高效发电、制氢、燃料电池发电、CO₂ 捕获和近零排放为目标。中国华能集团公司也于 2004 年提出了“绿色煤电”计划。该计划的总体目标是: ①研究开发和示范推广以整体煤气化联合循环 (IGCC) 为基础, 以煤气化制氢、氢气燃气轮机与燃料电池联合循环发电为主, 并进行 CO₂ 分离和处理的煤基能源系统; ②大幅度提高煤炭发电效率, 使煤炭发电达到污染物和 CO₂ 的近零排放。该计划将分三个阶段进行研究和示范, 用 10 年左右的时间, 最终建成绿色煤电示范电站。

4 燃用低热值煤气的燃气—蒸汽联合循环

通常, 人们根据发热量的大小把气体燃料分为高热值煤气、中热值煤气和低热值煤气三大类。发热量大于 15.07MJ/m³ (3600kcal/m³, 标况下) 的为高热值煤气, 发热量在 6.28~15.07MJ/m³ (1500~3600kcal/m³, 标况下) 之间的为中热值煤气, 而发热量小于 6280.2kJ/m³ (1500kcal/m³, 标况下) 的则为低热值煤气。

一般来说, 天然气、油井伴生气和焦炉煤气属于高热值煤气; 以氧气为气化剂的合成煤气和转炉煤气属于中热值煤气; 最常见的低热值煤气有高炉煤气、空气发生炉煤气、窑炉煤气和以空气为气化剂的煤或油的气化合成煤气。

高炉煤气是高炉炼铁时产生的副产品。其主要可燃成分是: 一氧化碳 (27%~36%), 少量的氢 (1.5%~8%); 大部分为惰性气体, 分别为 CO₂ (3.5%~13%), N₂ (55%~61%, 标况下); 水蒸气的含量很少。高炉煤气的热值一般为 2512~3349kJ/m³ (600~800kcal/m³, 标况下)。

一般来说, 每熔炼 1t 生铁可以获得 3900m³ (标况下) 高炉煤气 (干气)。

由高炉中直接引出的煤气中往往会含有大量的灰尘, 需要采用电除尘器, 把含尘量降低到 1mg/m³ (标况下) 后, 才能进入高炉煤气压缩机中去增压, 再供给燃气轮机使用。从 1945 年第一台高炉煤气燃气轮机订货开始, 经过近 60 年的努力, 逐步解决了高炉煤气热值低、燃烧稳定性差、含灰量大、调节控制复杂等一系列技术难题。目前, 高炉煤气燃气轮机的最大单机容量已达 144MW, 组成燃气—蒸汽联合循环的出力为 149.6MW, 热效率 45% 以上。用户遍及西欧、前苏联、日本、美洲各国和我国。

高炉煤气燃气轮机联合循环热电装置是钢铁工业中合理利用能源、节能降耗、解决环境污染问题的首选方案。我国对高炉煤气燃气轮机项目一直十分重视, 1995~1997 年, 宝山钢铁股份有限公司电厂引进了一套 149.6MW 的联合循环发电装置 (CCPP); 2002 年, 通化钢铁有限公司热电厂和济南钢厂各建成一套容量为 50MW 的 CCPP。目前, 我国各大中型钢铁企业正在陆续建造多套高炉煤气燃气轮机联合循环发电装置。

5 燃煤的常压流化床燃气—蒸汽联合循环 (AF-BC-CC)

由于增压流化床技术在加煤、除灰、高温除尘及燃气轮机的抗腐蚀和抗磨蚀等方面都有一系列比较复杂的工艺流程和技术难点, 因此人们想利用比较成熟的常压流化床锅炉技术来绕过这些难点, 以便实现燃煤燃气—蒸汽联合循环的理想, 这样就发展出了常压流化床燃气—蒸汽联合循环方案 (AFBC-CC)。其原则系统如图 13.2-6 所示。

由图 13.2-6 可见, 从压气机出来的压缩空气, 进入常

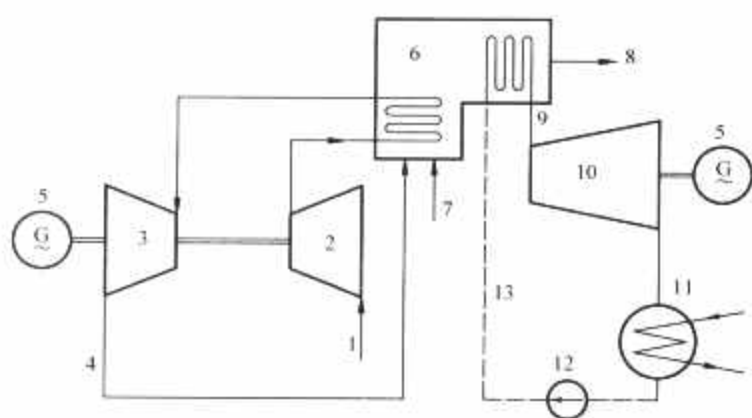


图 13.2-6 燃煤的常压流化床
燃气—蒸汽联合循环的原则系统图

1—空气；2—压气机；3—燃气透平；4—排气；5—发电机；
6—AFBC 炉；7—供煤；8—排烟；9—蒸汽；10—蒸汽轮机；
11—凝汽器；12—给水泵；13—水

压流化床锅炉的空气埋管，被加热后，引入燃气透平做功发电。蒸汽系统的给水进入常压流化床锅炉的蒸汽埋管中加热，产生蒸汽，引入蒸汽轮机做功发电。燃气轮机的排气通入常压流化床锅炉，参与燃烧，最后排入大气。

该方案的最大优点是：可以利用比较成熟的常压流化床锅炉的燃烧技术，在其中既能生产蒸汽，又能把压缩空气加热到相当的温度后送到燃气透平中去做功。此时，流经燃气透平的是完全洁净的空气，因而能够彻底解决透平通流部分被磨蚀或腐蚀的问题。

但是在这种方案中，由于常压流化床内空气锅炉材料的限制，致使燃气透平前的空气温度很难超过 800°C （目前只能达到 $750\sim 780^{\circ}\text{C}$ ），这将严重影响 AFBC-CC 的循环效率。此外，由于空气锅炉的尺寸非常庞大，势必会影响 AFBC-CC 的大型化发展。一般来说，这种联合循环的单机功率被限定在 100MW 左右。

为了提高燃气透平前的空气温度以改善整个循环的效率，人们可以在燃气透平前加装燃烧天然气或液体燃料的燃烧室。这个方案虽然很简单，但破坏了在燃气—蒸汽联合循环中实现完全烧煤的理想。还可以增设常压的碳化炉，煤在其中先行干馏或部分气化，产生一定数量的煤气，供燃烧室用，以取代天然气或液体燃料。干馏或部分气化生成的半焦则在 AFBC 炉中燃烧，使其产生蒸汽并加热空气锅炉中的压缩空气。当然，煤的干馏或部分气化过程，也是在常压的流态化条件下进行的。所产生的粗煤气经过除灰、脱硫和增压过程处理后，供到燃气轮机燃烧室中使用。这种方案称为第二代 AFBC-CC。

6 与燃煤机组联合运行的燃气—蒸汽联合循环

目前，与燃煤机组联合运行的燃气—蒸汽联合循环有 3 种方案，即：①排气助燃锅炉型燃气—蒸汽联合循环；②并列动力布置型燃气—蒸汽联合循环；③给水加热型燃气—蒸汽联合循环。

它们都是在特定的情况下，用燃气轮机来改造现成的燃煤蒸汽电厂的实用方案，既能改善燃煤电厂的污染排放水平，又能适当提高电厂的功率和效率。

6.1 排气助燃锅炉型燃气—蒸汽联合循环

排气助燃锅炉型燃气—蒸汽联合循环系统的示意图见图 13.2-7。

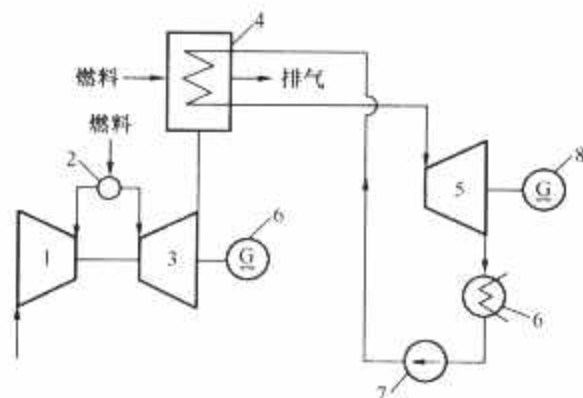


图 13.2-7 排气助燃锅炉型
燃气—蒸汽联合循环系统的示意图

1—压气机；2—燃烧室；3—燃气透平；4—蒸汽锅炉；
5—蒸汽轮机；6—凝汽器；7—水泵；8—发电机

在这种联合循环中，以燃气轮机的排气作为常压蒸汽锅炉的助燃介质，使其余热得以回收。应该说，这是一种最简单的联合循环形式。与补燃式余热锅炉相比，由于助燃型锅炉的结构与普通的常压蒸汽锅炉相似，炉膛温度不受限制，助燃燃料量可以很大（注：在一般的余热锅炉中因不拟装设辐射受热面，补燃后的燃气温度希望被控制在 $750\sim 900^{\circ}\text{C}$ 范围内，因而补燃燃料量要受限制），故能采用高蒸汽参数，以配置大型高效的蒸汽轮机系统；而且助燃型锅炉允许燃用煤。倘若对助燃型锅炉配置备用送风机和空气预热器，燃气轮机和蒸汽轮机就能分别单独运行。通常，在这种联合循环中蒸汽轮机的功率占主要部分。

6.2 并列动力布置型燃气—蒸汽联合循环

并列动力布置型燃气—蒸汽联合循环系统的示意图见图 13.2-8。

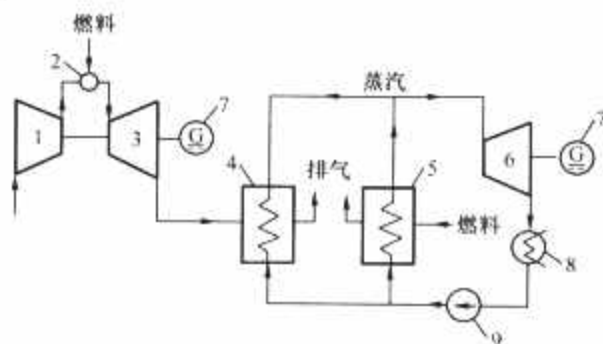


图 13.2-8 并列动力布置型
燃气—蒸汽联合循环系统的示意图

1—压气机；2—燃烧室；3—燃气透平；4—余热锅炉；
5—蒸汽锅炉；6—蒸汽轮机；7—发电机；
8—凝汽器；9—水泵

在这种联合循环中，与燃煤电站的蒸汽循环系统并列地布设一台燃气轮机和一台产生蒸汽的余热锅炉。在余热锅炉中利用燃气透平的排气余热，可以产生几种不同压力和温度的蒸汽，使其与在燃煤锅炉中产生的主蒸汽和再热蒸汽一起供到同一台蒸汽轮机中去膨胀做功。在燃气轮机中生成的燃气通过余热锅炉和烟囱独立地排向大气。煤在燃煤蒸汽锅炉中燃烧后产生的烟气，经除尘、脱硫和脱硝处理后，从另一个烟囱独立地排向大气。显然，在这种联合循环中燃气轮机和蒸汽轮机是可以单独运行的。

在这种联合循环中，燃气轮机的功率 P_{gt} 与蒸汽轮机功率 P_{st} 之间的匹配关系，要比非补式余热锅炉型联合循环和排气助燃锅炉型联合循环灵活得多。通常 $0.15 < P_{gt}/P_{st} < 0.35$ 。但其热效率要比排气助燃锅炉型联合循环略低一些。

相对于排气助燃锅炉型联合循环来说，并列动力布置型

燃气—蒸汽联合循环只是通过蒸汽管道和给水管与燃煤锅炉相连（不像前者那样要通过庞大的高温燃气管道与燃煤锅炉相连），因而可以比较灵活地选择燃气轮机和余热锅炉的安装场地，有利于节省投资费用。

6.3 给水加热型燃气—蒸汽联合循环

给水加热型燃气—蒸汽联合循环系统的示意图见图 13.2-9。

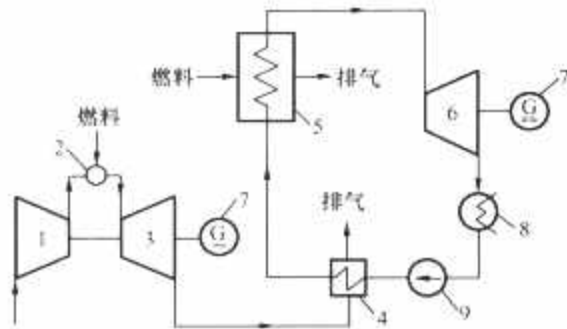


图 13.2-9 给水加热型燃气—蒸汽联合循环系统的示意图

1—压气机；2—燃烧室；3—燃气透平；4—热水余热锅炉；
5—蒸汽锅炉；6—蒸汽轮机；7—发电机；
8—凝汽器；9—水泵

这种联合循环中，与燃煤电站的蒸汽循环系统并列地布置一台燃气轮机和一台热水余热锅炉。在余热锅炉中，燃气透平的排气余热只是用来加热蒸汽轮机系统的凝结水和给水，借以减少从蒸汽轮中抽向诸给水加热器的蒸汽流量。这样，就能增大流经蒸汽轮机中压缸和低压缸的蒸汽流量，使蒸汽轮机的做功量增大。1949 年出现的第一台联合循环就是这种相当简单给水加热型方案。

在这种联合循环中， $P_{gt}/P_{st} \approx 0.35$ ；但其热效率的增量却最小。

给水加热型燃气—蒸汽联合循环的最大优点是：①结构简单，便于与蒸汽循环系统连接；②燃气轮机与热水余热锅炉的安装场地易于选择，施工周期短；③运行可靠性易保障；④投资费用比较低廉。

在加装烟气旁通阀后，燃气轮机、燃煤锅炉和蒸汽轮机就能独立运行。

在了解了以上三种方案的特点后，就可以对这些方案的性能和成本效益等进行综合比较。

(1) 对供电效率 $\eta_N = 42\%$ 的燃煤电站分别用排气助燃型、并列动力布置型和给水加热型方案进行改造后，电站的供电效率将分别增高 2.8~4、2.8~3.2 个百分点和 2.5 个百分点。在排气助燃型方案中，假如在 FGD 之后不再设置烟气加热设备和 SCR，那么，供电效率的增量为 4 个百分点；当有这些设备时，增量将降至 2.8 个百分点。在并列动力布置型方案中，由于余热锅炉所产生蒸汽的压力不同，以及与燃煤锅炉和蒸汽轮机连接方式的差异，将导致供电效率有 0.4 个百分点的偏差。显然，就提高供电效率这个指标而言，在三种改造方案中，排气助燃型方案是最佳的，特别是在燃用褐煤的条件下。这主要得益于燃气轮机的排气与燃煤锅炉的排气合二为一，由此可以减少排气热损失。并列动力布置型方案的效率之所以高于给水加热型方案，主要是由于在余热锅炉中能够生产参数较高的蒸汽供蒸汽轮机使用。

当然，就提高燃煤电站的效率和功率而言，使燃煤电站改造成为常规非补燃式余热锅炉型联合循环方案是最佳的。在高压蒸汽参数的条件下采用双压余热锅炉，能使电站的供

电效率轻易地增高到 52% 以上，即大约增长 15 个百分点，而 $P_{gt}/P_{st} = 1.5 \sim 2.0$ ，污染排放量也最少；但它必须完全改用天然气或液体燃料。

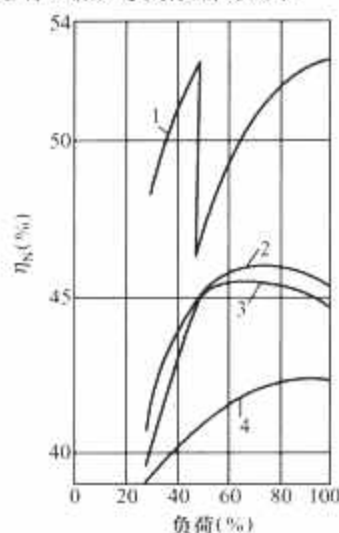


图 13.2-10 电站改造前后效率随负荷而变化的关系（600MW 等级电站）

1—常规非补燃式余热锅炉型方案；2—排气助燃型方案；
3—并列动力布置型方案；4—原有的燃煤蒸汽轮电站（烟气采用全套洁净系统）

(2) 图 13.2-10 中给出了几种方案在负荷变化的情况下，电站供电效率的变化关系。其中在改造成为常规非补燃或余热锅炉型联合循环方案时，采用了两台并列运行的燃气轮机。当负荷降至 50% 后，可以停运一台燃气轮机，这样就能大大改善低负荷工况下联合循环的效率。对于本章 6.2 和 6.3 所述的改造方案来说，由于在低负荷工况下可以使燃气轮机的负荷恒定不变或变化不大，而用调节燃煤锅炉耗煤量的方法来适应负荷下降的要求，因而，它们变工况效率的变化规律必然是比较平坦的。

从图 13.2-10 中可以清楚地看到，三种改造方案的变工况性能都比原有的燃煤蒸汽轮电站优越。

(3) 图 13.2-11 给出了用同样功率的燃气轮机，以排气助燃型方案、并列动力布置型方案和给水加热型方案来分别

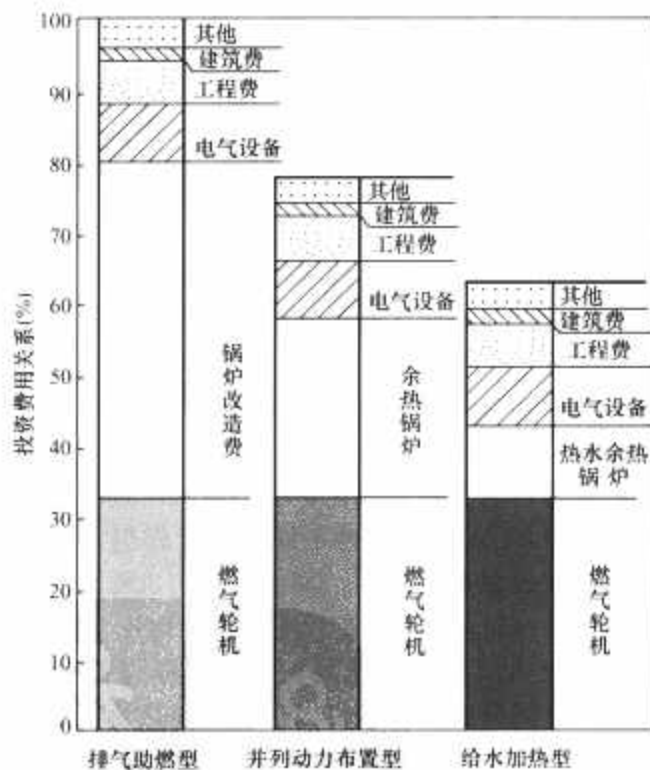


图 13.2-11 三种改造方案投资费用的比较

改造燃煤电站时，改造投资费用之间的相对关系。由图可知，排气助燃型方案的改造投资费用最贵，这主要是由于燃煤锅炉、SCR 及其烟气的预热系统以及烟气型烟气加热器的改造费用较大；并列动力布置型方案次之；给水加热型方案最低廉。给水加热型方案之所以便宜，是由于热水锅炉价廉的缘故。它们之间改造投资费用的相对比例关系大约是 1 : (0.7~0.8) : 0.62。按目前的市场价格而论，排气助燃型方案的比投资费用为 600~900 美元/kW；并列动力布置型方案为 300~500 美元/kW。

按目前市价而论，建设一套全新的常规非补燃式余热锅

炉型联合循环电站（交钥匙工程）的比投资费用大约为 410~800 美元/kW。在扣除了现有电站的可用设备和场地购置等费用之后，把烧煤电站改造成为常规非补燃式余热锅炉型联合循环电站时，其比投资费用必然要低于排气助燃型方案，特别是在改造成为 300MW 以上等级的电站时（原电站的蒸汽轮机功率在 100~150MW），其改造所耗比投资费用则有可能被控制在 300~400 美元/kW，即在改造投资费用方面完全可以与并列动力布置型方案相竞争。

（4）以上 4 种改造方案所需增添的设备和改造内容见表 13.2-3。

表 13.2-3 4 种改造方案所需增添的设备和改造内容

改造方案	常规非补燃式余热锅炉型联合循环	排气助燃型联合循环	并列动力布置型联合循环	给水加热型联合循环
新增设备	燃气轮机，余热锅炉，新增的电气及控制设备	燃气轮机，新增的电气及控制设备，烟气管路系统	燃气轮机，余热锅炉，新增的电气及控制设备	燃气轮机，余热锅炉，新增的电气及控制设备
原设备的改造内容	原有蒸汽轮机的通流部分，凝汽器冷却面积和冷却水量，抽汽系统，调节系统	原锅炉的燃烧器和锅炉的压力部分，替换空气管路系统	原有蒸汽轮机的通流部分，凝汽器冷却面积和冷却水量，增加管路和泵	原有蒸汽轮机的通流部分，凝汽器冷却面积和冷却水量，抽汽系统
改造时间（月）		6~8	2~3	1.5~2

7 整体煤气化湿空气透平联合循环发电系统（IGHAT）

倘若在 HAT 循环之前加装一套煤的气化炉、热煤气显热的利用系统以及粗煤气的除灰脱硫系统，把煤气化后经过净化处理的煤气，供到 HAT 循环系统中的燃气轮机燃烧室中去燃烧，这样，就能组成整体煤气化湿空气透平联合循环系统（IGHAT）。

研究表明，由于经过气化炉后热煤气所具有的显热数量的差异，IGHAT 可以有两种不同的设计思想。在第 1 种思想中，热煤气的显热比较少，如图 13.2-12 所示。例如，用高效激冷式 Texaco 气化炉或用液态排渣 BGL 气化炉产生的热煤气，其显热所具有的能量大约等于原煤低位发热量的 10% 左右。这部分能量完全可以被用来加热喷到饱和器中去的净化水，这样，就可以不再使用蒸汽轮机，而仅使用湿空气透平来完成做功任务。在这种情况下，IGHAT 的设备系统就比较简单，比投资费用就比较低。显然，在采用液态排渣 BGL 炉时，IGHAT 的供电效率是能够达到较高水平的，因为这种气化炉所提供的煤气具有很高的冷煤气效率（ $\eta_{\text{冷}}=88\%\sim 89\%$ ）。但是，当采用高效激冷式 Texaco 气化炉时，IGHAT 的供电效率虽然比 IGCC 略有提高，但其提高的幅度却比较小。这是由于 Texaco 气化炉的冷煤气效率比较低，热煤气的显热所具有的能量理所当然地应该等于原煤低位发热量的 20% 左右。这样多的能量并不能完全为加热喷到饱和器中去的净化水所利用。为此，不得不采用激冷的方法，使热煤气损失掉 10% 的能量。也就是说，煤在气化系统（包括气化炉、热煤气显热的利用系统和粗煤气的除灰

脱硫系统）中的能量转化效率 η_{h} 是相当低的，致使 IGHAT 的供电效率不能提高很多。

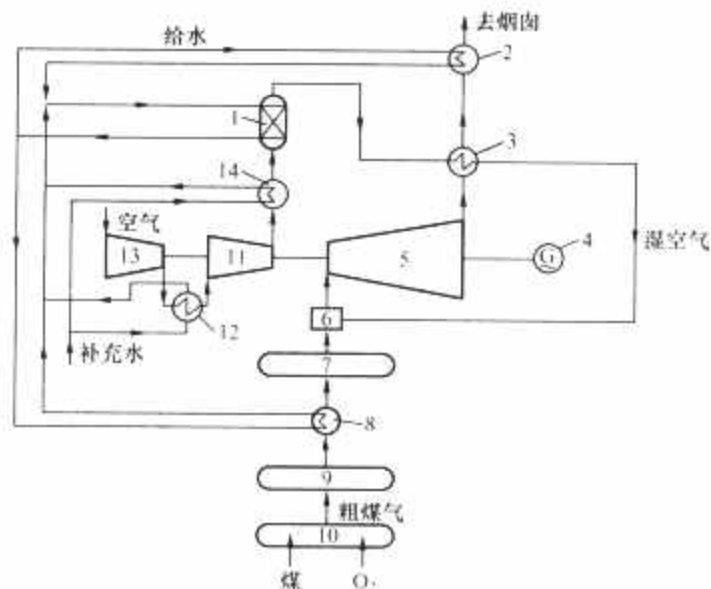


图 13.2-12 按第 1 种设计思想构思的 IGHAT 的热力系统图

1—饱和器；2—省煤器；3—回热器；4—发电机；5—湿空气透平；6—燃烧室；7—脱硫设备；8—低温冷却器；9—喷水除灰装置；10—煤的气化炉；11—高压压气机；12—空气间冷器；13—低压压气机；14—空气后冷器

在第 2 种思想中，热煤气的显热比较多，如图 13.2-13 所示。例如，用全热能回收式的 Texaco 气化炉、SHELL 气化炉和 PRENFLO 气化炉等产生的热煤气，其显热所具有的能量大约等于原煤低位发热量的 15%~20%。这样多的能量不可能完全为加热喷到饱和器中去的净化水所利用，为了充分利用热煤气的显热，人们不得不在热煤气的显热利用系统中产生一部分过热蒸汽。这样，在 IGHAT 系统中不仅有湿空气透平，还必须设置功率较小的蒸汽轮机。显然，在这种方案中，供电效率可以提高得比较多，但是设备系统却仍然相当复杂，比投资费用不但降不下来，甚至还有增高的趋势。

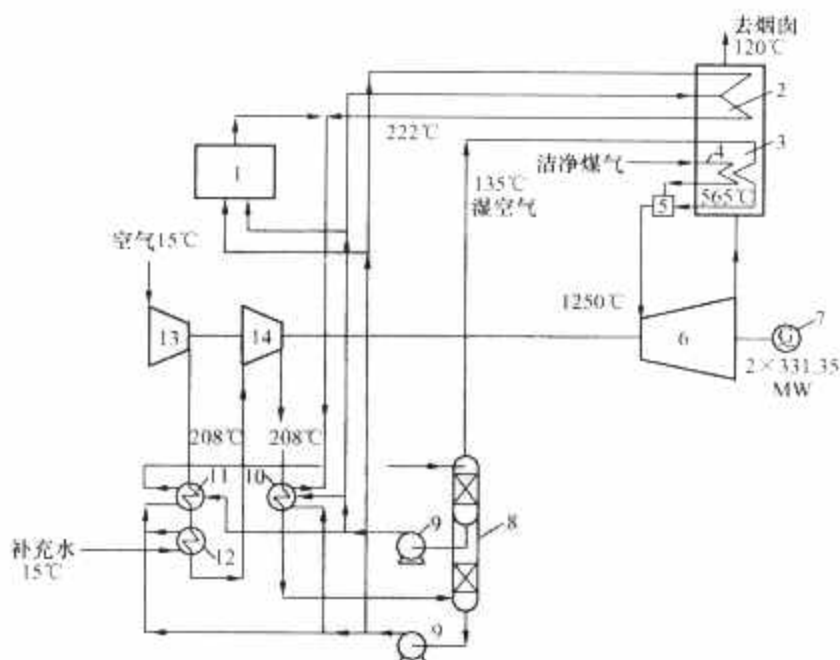


图 13.2-13 按第 2 种设计思想构思的 IGHAT 方案的热力系统图

1—煤气系统的显热利用设备；2—排气给水预热器；3—回热器；4—煤气预热器；5—燃烧室；6—湿空气透平；7—发电机；8—饱和器；9—水泵；10—空气后冷器；11—第一级空气间冷器；12—第二级空气间冷器；13—低压压气机；14—高压压气机

表 13.2-4 给出了按第 1 种设计思想构思的 IGHAT 方案与 IGCC 和亚临界参数的燃煤电站性能的比较数据,可供参考。可以看出,相对 IGCC 方案而言,这种 IGHAT 的供电效率提高得很有限,但是其比投资费用却降低很多。

表 13.2-4 IGCC、IGHAT (按第 1 种设计思想构思) 和亚临界参数的燃煤电站性能的比较

方案型式	GE 公司的方案		原 ABB 公司的方案		亚临界参数燃煤电站
	IGCC	IGHAT	IGCC	IGHAT	
标准煤耗 (t/d)	3590	3590	4200	4200	4180
电站的净功率 (MW)	465.70	475.24	578.70	596.45	500
供电效率 (%)	39.88	40.70	42.46	43.69	36.9
污染排放量					
NO _x (kg/MWh)	0.181~0.680	0.045~0.090	0.181~0.680	0.045~0.090	2.041
脱硫率 (%)	96.99 ⁺	96.99 ⁺	96.99 ⁺	96.99 ⁺	90.95
CO ₂ (kg/MWh)	0.817	0.801	0.767	0.746	0.885
耗水率 (×10 ⁻³ m ³ /kWh)	1.813	1.749	1.612	1.673	1.968
比投资费用 (美元/kW)	1418	1162	1297	1063	1120

注 在 GE 公司的方案中采用水煤浆供煤的激冷式 Texaco 气化炉,在 ABB 公司的方案中采用干法供煤的气化炉。

为了充分利用 SHELL 气化炉后热煤气的显热,在图 13.2-13 所示的热力系统之外,还要另外设置一套功率较小的蒸汽轮机系统,如图 13.2-14 所示。它把煤气系统(包括气化炉、热煤气的显热利用系统以及粗煤气的除灰脱硫系统)中的一切蒸汽和凝结水都组成一个蒸汽和给水的平衡系统,既能充分利用各工艺流程的余热,又能保证在蒸汽轮机中多发一定数量的机械功,这样就能使 IGHAT 循环具有最大可能的供电效率。

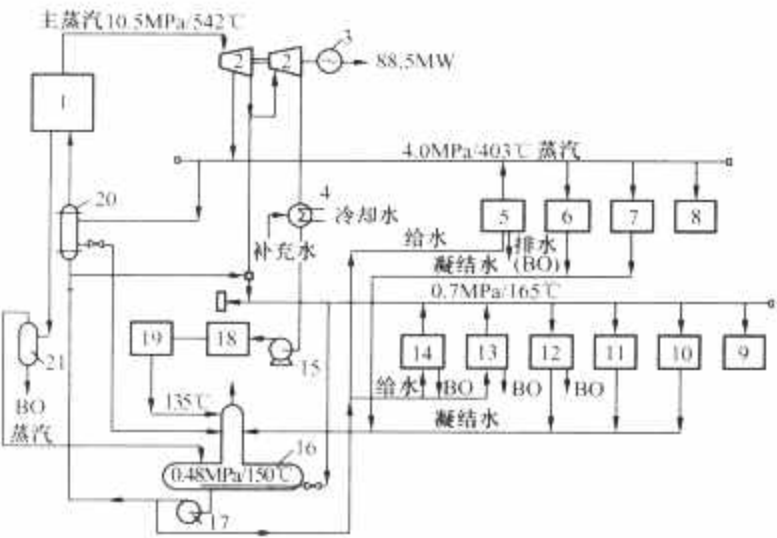


图 13.2-14 与 SHELL 气化炉配置的蒸汽和给水的平衡系统

1—SHELL 气化炉和粗煤气的冷却器;2—蒸汽轮机;3—发电机;4—凝汽器;5—Claus 装置中的废热锅炉;6—氧气的加热器;7—Claus 装置中的加热器;8—煤气化炉中的蒸汽喷射器;9—其他过程用蒸汽;10—废水加热器;11—煤气处理系统用蒸汽;12—尾气处理系统的加热器;13—元素硫的凝汽器;14—尾气处理系统的废热锅炉;15—凝汽器;16—除氧器;17—给水泵;18—凝汽器;19—凝汽器的加热器;20—给水预热器;21—扩容内蒸汽

由图 13.2-14 可知,在 SHELL 气化炉和粗煤气的冷却器中,将产生参数为 10.5MPa/542℃ 的主蒸汽,供蒸汽轮

机使用,从中生产出相当于燃气轮机功率 13.35% 的机械功率。此外,还组织了两个压力等级 (4.0MPa/403℃ 和 0.7MPa/165℃) 的蒸汽系统,使其把除灰脱硫过程中产生的或需要供给的蒸汽都与蒸汽轮机的中间抽汽联成一个网络,使各种低品位的热能都能获得合理的使用。

表 13.2-5 给出了基于第 2 种设计思想的 IGHAT 方案的工作性能与 IGCC 工作性能的对比关系。

表 13.2-5 基于第 2 种设计思想的 IGHAT 方案与 IGCC 方案工作性能的比较

项目	IGCC 方案	第 2 种 IGHAT 方案
原煤带入的能量 (LHV) (GJ/h)	5814	5038
煤气化炉的台数 (台)	4	4
燃气轮机的毛功率 (kW)	480 400	662 700
蒸汽轮机的毛功率 (kW)	322 350	88 500
厂用电耗功率 (kW)	92 130	75 800
净功率 (kW)	710 620	675 400
厂用电耗率 η_e (%)	11.48%	10.09
供电效率 (%)	44.0	48.26
建厂的比投资费用 (NLG ^① /kW)	2424	2450
发电成本 (NLG/kWh)	9.48	9.31
CO ₂ 排放量 (g/kWh)	750	684
所需的供水量 (m ³ /h)	192	620
冷却水带走的热量 (GJ/h)	1887	630

①NLG 为货币单位荷兰盾。

由表 13.2-5 可以看出,相对于 IGCC 方案来说,第 2 种 IGHAT 方案的供电效率要比第 1 种 IGHAT 有较大幅度的提高。但是,第 2 种 IGHAT 的系统和设备要比 IGCC 更为复杂,致使其比投资费用不但没有降低,反而会略有增大。然而,其发电成本却仍然可以比 IGCC 低一些,这完全得益于第 2 种 IGHAT 的供电效率能够提得相当高的缘故。

表 13.2-4 中没有计算出第 1 种 IGHAT 方案中发电成本的降低程度,但是大体上可以预计。由于第 1 种 IGHAT 方案既能提高供电效率,又能较大幅度地降低比投资费用,因而相对于 IGCC 方案来说,第 1 种 IGHAT 方案在降低发电成本方面的效果会比第 2 种 IGHAT 方案略好一些。

应该指出:IGHAT 方案至今尚未实现,因为它是以 HAT 循环为基础的。为了实现 HAT 循环,燃气轮机必须彻底改造。目前美国 Pratt-Whitney 公司正在研究将 PW4000 涡轮风扇航空发动机改造成为 FT4000HAT 循环的问题,进而再发展成为 IGHAT 循环。因而开发 IGHAT 发电技术是一项 21 世纪工程,至少要在 2010 年之后才有望问世。

8 以合成气源为核心的多联产技术

以合成气源为核心的多联产技术实质上是整体煤气化联合循环 (IGCC) 的延续和发展。当 IGCC 技术发展到一定成熟程度后,由于投资成本和运行费用高、运行可靠性和可用率不够理想 (目前已达到 85%~90%),发展的速度比预测的要缓慢得多。但是随着人们对环保特性要求的日益关注,而气化技术正是化工厂生产流程必备而且具有相当运行经验的设备,因而把化工生产流程与煤气化发电集成在一起,发展成为以合成气源为核心的多联产技术,显然是一条现实的途径。它不仅能继承 IGCC 的环保性能好、能量转化

效率高的优势，又可因规模经济效应而避免 IGCC 经济效益较差的缺点，同时还能利用化工厂运行气化设备的经验，使 IGCC 的可靠性与可用率得以提高。因此自 20 世纪 90 年代末期开始，世界上，特别是在欧洲，兴起了建设以合成气源

为核心的多联产化工厂的热潮。
以合成气源为核心的多联产系统（简称为多联产系统，下同）的简要示意图如图 13.2-15 所示，它由合成气制备和净化段、化工合成段及联合循环发电段三大部分组成。

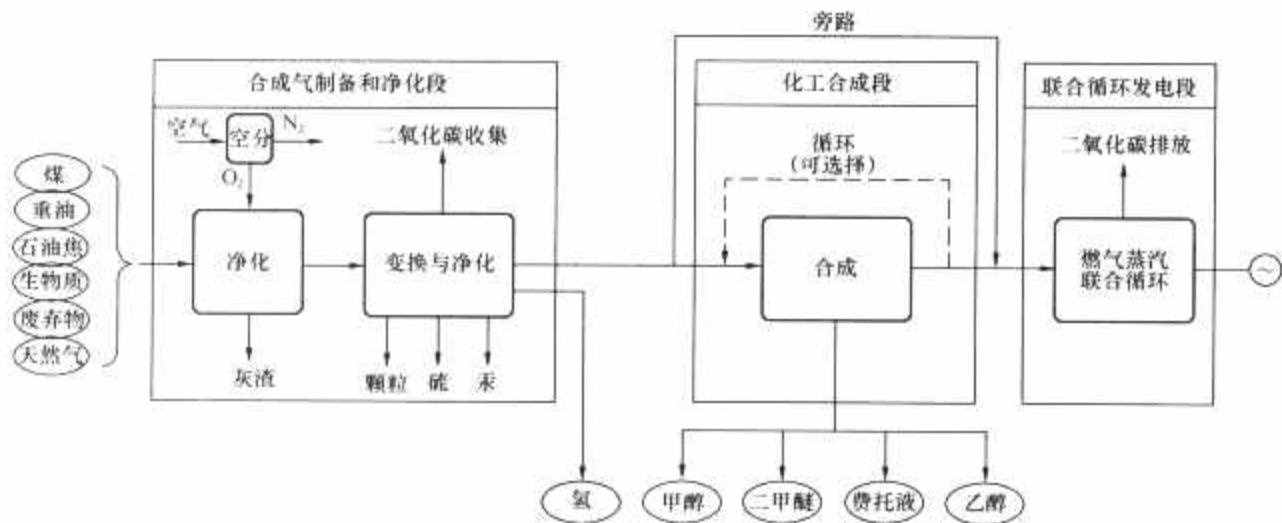


图 13.2-15 以合成气源为核心的多联产能源系统示意图

图 13.2-15 只示出三个部分间的宏观联系。实际上，各部分之间还存在着大量的物质和能量的交换和耦合关系（如部分空气分离器入口空气来自燃气轮机压气机），构成一个有机集成的系统。多联产系统效率的发挥与各部分之间物质和能量的优化集成紧密相关。

最后需要指出的是，目前，多联产系统的定义尚无统一的意见。一种意见着重于强调多种产品的产出，即在同一个厂内同时生产电力、热能、城市煤气、可综合利用的灰渣等多种产品时，就可以认为是多联产。另一种意见则强调化工生产和电力生产的有机关联。

一般地说，多联产相对于 IGCC 的经济性改善体现在以下四方面：

- (1) 多联产所用的气化炉容量约等于原本生产同样电力和化学品需要的两个单独气化炉的容量总和，而煤气化部分占单独产品生产系统中的投资比例均超过 50%。因此，规模经济效益的增大可以大大提高整个系统的投资经济性，这也是多联产提高经济性的主要价值所在。
- (2) 化工和电力两种甚至多种产品的联合生产，使得不

同产品的生产数量和生产时间可以实现一定的调剂，从而保证投资成本最高的煤气化系统始终工作在额定负荷下，进而保证投资回收。

- (3) 化工产品和电力生产流程间可以通过物质和能量的集成耦合，实现更高的能量利用效率。
- (4) 多联产还有利于提高系统可靠性和可用率。原因在于，IGCC 由于投资成本高的缘故，不得不增添很多设备来利用一切可利用的能量，结果不仅导致投资成本高，而且导致系统复杂和可靠性降低。例如为利用粗煤气显热而设置的粗煤气和干净煤气的热交换器，经常因为磨损而不得不切除。多联产因为同时生产电力和高附加值化工产品，具有较高的经济性，因此在是否通过增加设备来追求系统的效率上具有更大的选择余地。

自从 1978～1980 年间美国的 DOW Chemical 公司在 Plaquemine 化工厂内建成气化 Texas-Louisiana 地区褐煤的 IGCC 设备以来，从 20 世纪 90 年代中期开始，在世界上石化企业内已经建成或正在建立的多联产项目很多，见表 13.2-6。

表 13.2-6 世界上石化企业中建设多联产项目的情况

序号	用 户	调试日期	发电功率 (MW)	用途/燃料	气化炉型式	选用的燃气轮机
1	Schwarze Pumpe (德国)	1995	60	发电和生产甲醇/褐煤与废料	Noell-O ₂ (即 GSP-O ₂)	GE6B
2	Texaco, El Dorado (美国)	1996	40	热电联产/石油焦	Texaco-O ₂	GE6B
3	ILVA (意大利)	1996	550	发电/高炉煤气+焦炉煤气	炼钢厂的高炉	3 台 GE9E
4	Eastman chemical Co (美国)	1997	350 (净)	发电和生产甲醇/渣油	Texaco-O ₂	GE9EC+GE6FA
5	SHELL, Pernis (荷兰)	1997	120	热电联产和 H ₂ /渣油	SHELL/Lurgi-O ₂	2×GE6B
6	Salux/Emon (意大利)	1999	550	热电联产和 H ₂ /渣油	Texaco-O ₂	3×GE109E
7	API Energia (意大利)	1999	280	发电+蒸汽/渣油	Texaco-O ₂	ABB GT13E2
8	STAR Delaware (美国)	1999	240	增容改造发电+蒸汽/石油焦	Texaco-O ₂	2×GE6FA
9	ISAB Energy (意大利)	2000	512	热电联产+H ₂ /沥青	Texaco-O ₂	2×KWUV94.2K
10	Total-Gonfreville (法国)	2000	365	热电联产+H ₂ /渣油	Texaco-O ₂	
11	Exxon Baytown (美国)	2005	40/240	热电联产+H ₂ /石油焦	Texaco-O ₂	2×GE6FA
12	FIFE (苏格兰)	2000	400	发电/渣油、废料	BGL-O ₂	GE109FA

续表

序号	用 户	调试日期	发电功率 (MW)	用途/燃料	气化炉型式	选用的燃气轮机
13	EXXON (新加坡)	2000	180	热电联产+H ₂ /渣油	Texaco-O ₂	2×GE6FA
14	GSK (日本)	2001	550	发电/渣油	Texaco-O ₂	GE209EA
15	AGIP Petoli (意大利)	2002	250	发电+H ₂ /渣油	Texaco-O ₂	
16	NPRC (日本)	2002	342 (净)	发电/减压渣油	Texaco-O ₂	M701F
17	Citgolake Charles (美国)	2005	680	热电联产+H ₂ /石油焦	Texaco-O ₂	3×GE7FA
18	Piemsá (西班牙)	2005	784	发电+H ₂ /减压减黏沥青	Texaco	2×GE9FA
19	Sannazzaro (意大利)	2005	1000	发电+H ₂ /焦炉煤气+合成气	SHELL	2×V94.3A 1×V94.2

实践表明：Eastman chemical co. 工程的运行可用率达到 98%；ISAB Energy 工程、Saulux Saras 工程和 API Energia 工程的可用率分别为 93%、90%、94%。但在调试的前 3 年，可用率一般仅达 60%~65%。培养兼备化工和发电流程知识的熟练技术人员对提高全厂设备的运行可用率有重要的影响。

第 3 章 整体煤气化燃气—蒸汽联合循环

整体煤气化燃气—蒸汽联合循环（IGCC）就是将煤炭或其他燃料（如石油焦、生物质等）气化，并将生成的合成气净化制成洁净的合成气，送到联合循环系统去发电的一种循环。因此，IGCC 系统包括气化系统、合成气净化系统和联合循环系统；如果采用氧气气化工工艺，则需要采用空分系统。IGCC 系统的整体化把洁净合成气的生产和联合循环发电有机地集成在一起，成为有别于燃用天然气和高炉煤气等常规联合循环系统的显著特点。本章只介绍煤炭的气化燃气—蒸汽联合循环（IGCC）。

1 煤炭气化工工艺和设备

1.1 煤炭气化工工艺基础

1.1.1 煤炭气化的基本原理

所谓煤炭气化，就是以煤炭为原料，以氧（包括空气、富氧或纯氧）和水蒸气或 CO₂ 或 H₂ 为气化介质，通过不同于燃烧的低度氧化过程，将煤中所含的碳、氢物质转化为 CO、H₂ 和 CH₄ 等有效成分的一种过程。

煤炭的气化过程包括热解、气化和燃烧等。煤气化中的基本化学反应见表 13.3-1。

表 13.3-1 煤气化中的基本化学反应

反应方程式	放热/吸热反应	反应类型
$CH_xO_y \longrightarrow (1-Y)C + YCO + X/2H_2$	吸热反应	热解反应
$CH_xO_y \longrightarrow (1-Y-X/8)C + YCO + X/4H_2 + X/8CH_4$	吸热反应	热解反应
$C + O_2 \longrightarrow CO_2$	放热反应	完全燃烧
$2C + O_2 \longrightarrow 2CO$	放热反应	部分燃烧
$C + CO_2 \longrightarrow 2CO$	吸热反应	Boudouard 反应
$C + H_2O \longrightarrow CO + H_2$	吸热反应	水蒸气反应
$C + 2H_2 \longrightarrow CH_4$	放热反应	加氢反应
$2H_2 + O_2 \longrightarrow 2H_2O$	放热反应	气相燃烧
$2CO + O_2 \longrightarrow 2CO_2$	放热反应	气相燃烧
$CO + H_2O \longrightarrow CO_2 + H_2$	放热反应	水煤气变换
$CO + 3H_2 \longrightarrow CH_4 + H_2O$	放热反应	甲烷化

不同的气化方法可以生产出不同性质的煤气，如空气煤气、混合发生炉煤气、水煤气和管道煤气等。煤气按发热值可分为低热值煤气、中热值煤气和高热值煤气。

1.1.2 煤炭气化工工艺的分类

目前煤炭气化工工艺达几十种之多，按不同的准则可划分不同种类的气化方法，本节只介绍几种主要的分类方法。

1.1.2.1 按照煤料与气化剂的接触方式分类

可分为以下 4 类：

（1）固定床气化或移动床气化工工艺。在气化过程中，煤料由顶部加入，并以很慢的速度向下移动，床层固定或移动，气化剂与煤料逆向接触。

（2）流化床气化工工艺。此种工艺是将直径为几毫米（0.1~6mm）的细煤炭颗粒，以流态化形式悬浮分散在垂直上升的气化介质中。流化床以煤颗粒的激烈运动为特征，床层中几乎没有温度梯度和浓度梯度。

（3）气流床气化工工艺。这是一种并流气化工工艺，气化介质将干煤粉带入气化炉，或将水煤浆用煤浆泵输送到气化炉并用喷嘴雾化，煤料在高于其灰熔点的温度下气化，残渣以液态形式排出气化炉。

（4）熔融床气化工工艺，也称熔浴床气化工工艺。煤粉和气化剂以切线方向高速喷入一温度较高且高度稳定的熔池中，池内熔融物保持高速旋转。在池中气、液、固三相密切接触，在高温条件下完成气化反应。

1.1.2.2 按气化剂种类分类

可分为以下 3 类：

（1）氧气—蒸汽气化，以氧（纯氧或富氧）和水蒸气作为气化剂。

（2）空气—蒸汽气化，以空气和水蒸气作为气化剂。

（3）氢气气化，气化剂中含有高浓度的氢，如 Hygas 气化工工艺。

1.1.2.3 按气化炉内操作压力分类

可分为以下 2 类：

（1）常压气化，即煤气化反应在常压条件下进行。

（2）加压气化，即煤气化反应在加压条件下进行，按压力高低又可细分为：

1) 中压气化，气化压力在 3.0MPa 以下。

2) 高压气化，气化压力高达 7.0~10.0MPa。

1.1.2.4 按气化过程的排渣方式分类

可分为以下 2 类：

（1）固态排渣气化，即气化过程中灰渣以固态形式排出气化炉。

（2）液态排渣气化，即气化过程中灰渣以液态形式排出气化炉，然后经急冷变为固态颗粒。

1.1.3 气化用煤的特性

不同的气化工工艺对原煤的要求不同，在选择煤气化工工艺时，必须考虑气化用煤的特性及其影响，也就是要考虑煤的特性与气化炉炉型的耦合问题。在设计气化炉时，选定煤种后，必须充分考虑煤的特性进行设计；或在气化炉选定后，必须按气化炉的要求选择煤种。对于已投运的气化炉，在煤源发生变化或发现原来选择的煤种存在问题需要改变煤种时，也要充分考虑煤种和炉型的耦合。在煤种不能完全满足要求时，需要采取措施改变煤性，如配煤、采用助熔添加剂等。

在选择煤种时，需要对所选煤种的特性有详细的了解和评价。如有必要，还要在试验台架（包括实验室装置和中试装置）上进行一些评价试验，这对气化工工艺的选择和气化岛以及后续工艺和系统的设计是十分重要的。气化用煤的主要

特性及其对气化的影响见表 13.3-2。

表 13.3-2 气化用煤的主要特性及其对气化的影响

序号	主要特性的定义及其对气化的影响	主要指标
1	煤的反应活性：在一定条件下，煤炭与不同的气化介质相互作用时的反应能力 反应活性直接影响煤气化时的产气率、灰渣和飞灰的含碳量、氧耗量、煤气成分和冷煤气效率等。选用反应活性强的煤对气化总是有利的	(1) 用热天平测定的气化反应速度 (2) 脱除了挥发分的煤焦对 CO ₂ 的反应性指标——还原率
2	黏结性：煤被加热到一定温度时，煤质受热分解成为塑性状态，在膨胀压力的作用下颗粒之间相互黏合在一起的特性 黏结性强的煤不能用于固定床或流化床气化炉，煤粒黏成大块时气化炉不能正常工作 对于固定床（移动床）气化炉：①胶质层厚度 y<8mm，可不加搅拌装置；②y=8~18mm，必须加搅拌装置；③y>20mm，必须对煤进行破黏处理 对于固定床气化炉和流化床气化炉：自由膨胀序数应小于 4（最好小于 2.5）	可用胶质层厚度 y 或自由膨胀序数描述煤的黏结性
3	结渣性：在气化和燃烧过程中，煤中的矿物质因灰分的软化或熔融而变为炉渣的能力。通常认为煤的结渣倾向与灰的熔融特性、流变特性（黏温特性）等有关 容易结渣的煤不宜用于固定床或流化床气化。对固定床或流化床气化而言，大块的炉渣会破坏床层的透气均匀性，或破坏正常的流化状态。炉渣还会包裹未气化的煤粒，降低碳转化率 对于气流床气化炉，灰熔点不宜太高；对于采用耐火砖做炉壁的气流床气化炉，灰熔点最好小于 1300℃，灰熔点太高时应采用助熔添加剂。此外，气流床气化炉对灰渣的黏温特性有一定的要求	(1) 灰的熔融特性。通常称为灰熔点，可分为变形温度 DT、软化温度 ST 和流动温度或熔化温度 FT。软化温度 ST 是工业上预测结渣倾向常用的判别指标之一。固态排渣气化工艺通常要求 ST≥1250℃ (2) 结渣率或其他结渣指数。结渣率<5%的煤为难结渣煤；结渣率介于 5%~25%的煤为中等结渣煤；结渣率>25%的煤为强结渣煤 (3) 灰渣的黏温特性
4	热稳定性：煤在气化和燃烧过程中对热的稳定程度，即保持原来粒度的特性 对于使用块煤的固定床气化工艺，热稳定性差将增加煤料层内气体流动阻力和带出物量，降低气化效率。一般来说，烟煤的热稳定性最好，褐煤和无烟煤的热稳定性较差	—
5	机械强度：煤块的抗碎、耐磨和抗压等综合性的物理和力学性能 煤的机械强度影响煤在输送和气化时能否保持其粒度的筛分组成的能力，应确保气化过程正常进行，并减少粗煤气的带出物。机械强度低的煤只能采用气流床或流化床工艺进行气化	—
6	煤颗粒的粒度分布 对固定床气化炉，应力求采用粒度均匀的煤块，燃料层的流动阻力才能比较小，比较均匀。固定床气化炉要求粒度在 10~100mm 范围内的均匀煤块；最大与最小颗粒直径之比最好为 2，一般不宜大于 4~5 对流化床气化炉，应按最大颗粒来确定鼓风速度。倘若粒度分布过宽，随气流带出的小颗粒会比较多。最大与最小颗粒直径之比为 5~6 时，粗煤气带出物少，碳转化率高 煤粉在气流床气化炉中的停留时间短，因此要求煤粉比较细	对固定床气化炉，煤块尺寸的下限取决于其机械强度。煤块一般采用的尺寸是：褐煤（低强度）25~100mm；烟煤（中等强度）10~75mm；无烟煤和焦炭 12~25mm 流化床气化炉要求 0.1~6mm 范围内的细煤粒 气流床气化炉要求煤粉尺寸 75%~85% 以上小于 100μm

续表

序号	主要特性的定义及其对气化的影响	主要指标
7	煤中的固定碳和挥发分 挥发分是指在一定条件下煤热解产物的量，主要产物有焦油、酚和 CH ₄ 等。这些产物只有在固定床（或移动床）气化炉低温反应条件下，煤中的挥发物经高温裂解生成气态产物后才以气态形态进入煤气中 一旦煤释放了挥发分，这时煤的完全气化就取决于剩余焦炭的反应活性。焦炭反应活性越高，碳转化率就越高	燃料比（煤中固定碳和挥发分的比值）或干燥无灰基挥发分可以表示固定碳和挥发分各自所占的比例
8	煤中的水分、灰分和硫分 原煤中的水分和灰分是影响气化过程正常进行和热效率的主要因素之一 一般水分越低，越有利于气化。特别是对干法给料氧气气化，更应控制水分，否则耗氧量会过高。煤料水分过高还会使输煤系统堵塞。水分越高，越需要更多的热量使水蒸发，从而造成热效率下降 灰分既因其影响灰渣含碳而造成碳损失，又因其是惰性成分造成气化效率的降低和生产能力的浪费。灰分高还可能引起气化炉的“结疤”或堵塞排渣口等故障，影响正常气化过程 煤中硫分包括黄铁矿硫（FeS ₂ ）、有机硫和硫酸盐硫。气化过程中它们以 H ₂ S、COS 和 CS ₂ 等形式转入煤气。含硫气体是有害杂质，必须在使用前除去	采用固定床气化时，必须保证气化炉顶部出口煤气温度高于水的露点温度。采用流化床气化时，为了使煤料在制备、输送和加料时系统能正常工作，要求煤料的水分<5%。采用干法加料的气流床气化时，要求煤料中的水分<2% 流化床气化炉可气化含灰量多的劣质煤。但从排渣系统和经济性等考虑，灰分最好小于 25%。对气流床气化炉，灰分不宜太高（最好<18%），否则对气化炉的正常工作 and 效率会有比较大的影响 流化床气化炉中可添加脱硫剂，使 90% 的硫能在炉内脱除，可减少粗煤气精脱硫的负担
9	其他特性 煤的制浆特性（对水煤浆），如煤的内水含量、水煤浆浓度等，一般内水含量小于 5% 的煤比较好 助熔添加剂的特性及其影响 可磨系数。对气流床气化炉，要求可磨系数适中，否则磨煤机的耗电量可能会显著增加	煤的内水含量 可磨系数：表征煤被粉碎的难易程度

1.2 气化炉主要性能指标

IGCC 电站中，气化炉的主要性能指标包括效率、可靠性、寿命、灵活性、环保性能、煤气炉的容量和煤气特性等几方面的指标。IGCC 发电对气化工艺的要求与化工厂的有所要求有所不同。

1.2.1 气化炉的容量、气化和煤气特性

(1) 气化炉的容量，可用单台气化炉气化用煤的日耗量 (t/d) 或在标准状况下单位时间所生产的煤气量 (m³/h) 表示。

(2) 煤气的容积成分。

(3) 煤气的热值（低位或高位发热量）。

(4) 有效气成分的容积，指每千克煤经气化后产生的粗煤气中的有效气成分（CO 和 H₂）容积，或有效气成分在粗煤气中所占的百分数（%）。

(5) 产气率，即 1kg 煤产生的煤气 (m³/kg 煤，标况

下)。

(6) 耗氧率, 即标准状况下产生 1m^3 煤气所需要的氧气 (或空气) (m^3/m^3 煤气, 标况下)。

(7) 耗汽率, 即标准状况下产生 1m^3 煤气所需要的水蒸气的千克数 (kg/m^3 煤气, 标况下)。

1.2.2 气化炉的效率

(1) 碳转化率, 指 1kg 煤在气化后产生的合成气中的含碳量与 1kg 煤中含碳量以百分数表示的比值。应力求使气化炉具有尽可能高的碳转化率。

(2) 冷煤气效率 η_1 , 定义为

$$\eta_1 = \frac{1\text{kg 煤气化后生成的煤气的化学能}}{1\text{kg 气化用煤的化学能}}$$

煤和煤气的化学能, 通常用相应的低位发热量作为计算基准。

冷煤气效率越高, 就表示可以把 1kg 气化用煤中的化学能的更多份额分配到燃气轮机中去做功, 有利于提高 IGCC 的效率。

(3) 热煤气效率 η_2 , 定义为

$\eta_2 = (1\text{kg 煤气化后生成的煤气的化学能与它的显热被系统回收的热量之和}) / 1\text{kg 煤的化学能}$

1kg 煤气化后生成的煤气所含有的能量包括化学能和显热两部分。显热可以在系统中回收以提高效率, 如在气化炉中回收用于产生蒸汽 (对于法给料的气流床气化炉) 和在煤气冷却器中回收。与冷煤气效率不同之处在于, 热煤气效率还考虑了煤气中显热被系统回收的热量。

1.2.3 煤种和负荷适应性

(1) 煤种适应性, 指适宜于气化炉的煤种数及其元素分析或工业分析的成分。

(2) 负荷适应性, 包括:

1) 单位时间内煤气流量允许变化的百分率 ($\%/ \text{min}$), 在此变化范围内, 煤气的压力和成分基本保持不变。

2) 最低稳定负荷, 气化炉能稳定运行的最低负荷 ($\%$)。

1.2.4 气化炉的可靠性和主要部件的寿命

气化炉的广义可靠性包括可靠性、可用性和可维修性, 如可用率、强迫停运率、两次故障之间气化炉的平均运行时间 (MTBF) 等。

1.2.5 有害物的排放

(1) 煤气中有害物的浓度或容积成分 ($\%$)。

(2) 气化炉的炉渣和废水中有害物的成分和含量。

1.3 IGCC 对气化工工艺的要求

IGCC 对气化工工艺的要求是气化工工艺成熟, 运行经验比较丰富。具体要求如下:

(1) 运行稳定, 安全可靠, 可靠性、可用性和可维修性都比较好。

(2) 气化炉生产能力大, 能满足大容量发电机组的需要。

(3) 气化炉的冷、热煤气效率高, 碳转化效率高; 耗氧量和耗汽量比较小。

(4) 设备成本较低, 运行维护方便, 运行费用少。

(5) 煤种适应性较广。

(6) 负荷适应性好, 负荷变动率较大, 负荷变化范围较广, 启动和停炉操作简便。

(7) 粗煤气能方便、经济地被净化处理。净化处理后的洁净煤气能满足燃气轮机燃料规范的要求。如要求污染物的

零排放或微排放, 粗煤气应能满足经济、合理地脱除 CO_2 的要求。

(8) 如有需要, 粗煤气应能满足经济、合理地生产化工产品等多联产的要求。

1.4 气化工工艺简述

1.4.1 移动床、流化床和气流床气化工工艺的简要分析

1.4.1.1 移动床气化工工艺

移动床 (固定床) 气化炉有两个热交换区, 即: 上部入口常温煤块与出口热煤气热交换区和下部热灰渣与气化剂逆流热交换区。

出口煤气和排出的炉渣温度越低, 煤块在炉中停留时越长, 气化效率越高。加压液态排渣炉的碳转化率约 99.9% , 冷煤气效率约 89% , 是各种气化炉中效率最高的。气化炉出口煤气温度只有 $500\sim 600^\circ\text{C}$, 煤气冷却系统简单, 对设备材质要求低。

移动床气化炉一般要求有一定强度的煤块 ($5\sim 40\text{mm}$), 不适合高黏结性煤。如采用煤粉, 需加压加工成型。炉内常需设搅拌装置, 运行复杂、易发生故障。由于气化温度低, 煤气中含有焦油、酚类物质, 对后续流程和煤气净化不利。

移动床气化炉的主要炉型有加压固态排渣 Lurgi 炉、加压液态排渣 BG/L (British Gas/Lurgi) 炉等。BG/L 气化炉工业示范容量只有 $300\sim 500\text{t/d}$ 。

1.4.1.2 流化床气化工工艺

流化床气化炉的床层中煤粒处于流态化, 气固两相间紊动强烈, 气化强度比移动床大。床层中有脱硫剂, 可进行内脱硫, 可以降低脱硫成本或减少精脱硫系统的负荷。为获得比较高的脱硫效果, 气化段反应温度适中, 根据煤种不同, 床层的温度一般控制在 $815\sim 1038^\circ\text{C}$ 。可用空气、氧或富氧气化, 煤气为低或中热值。由于床层煤料较多, 有较好的负荷跟踪性能。

流化床气化炉在流化态下料层与渣的分离很困难, 约 70% 的灰与部分炭粒被煤气夹带离开气化炉, 其余 30% 左右的灰粒和炭粒由于黏结而落入灰斗。灰渣与飞灰的含碳量均较高, 取决于气化的煤种, 碳转化率一般在 $0.91\sim 0.98$, 比气流床低得多。气化操作温度必须控制在灰熔点以下, 限制了气化强度的进一步提高。

流化床气化炉比较适合高灰、低阶煤和褐煤, 可以用于气化含灰量较高的贫煤, 还适合大部分生物质和某些废料。我国很多煤种属于高灰煤。焦结性煤需要预处理后才能使用。流化床气化炉对煤粒尺寸控制较严, 不能使用煤粉。

流化床工艺的主要炉型有 HTW、KRW、U-gas, 目前已工业应用的容量分别为 720 、 270 、 120t/d 。

1.4.1.3 气流床气化工工艺

此工艺中, 粉煤 (水煤浆或干燥粉) 与气化剂掺混后高速喷入气流床气化炉, 粉煤粒度 $75\%\sim 85\%$ 小于 0.1mm , 反应时间约为 $1\sim 1.5\text{s}$ 。煤种适应性广, 粉煤和煤粉都可利用, 对灰熔点和熔渣的黏温特性有一定要求。与移动床、流化床气化炉相比, 气化温度最高, 气化炉出口煤气温度约为 $1400\sim 1500^\circ\text{C}$, 煤气显热高。煤气甲烷含量低, 所产煤气为中热值煤气, 不含焦油和酚, 煤气净化处理比移动床工艺简单。灰渣以熔融玻璃态排出, 不会产生二次污染; 灰渣含碳量小时可用于生产水泥或其他建筑材料。气流床气化炉大型化比其他工艺更快, 已用于 300MW 等级 IGCC 发电机组的业绩。

气流床气化炉由于反应时间和粉煤在炉内停留时间短，对运行操作和控制系统要求较高。需要专门的磨煤设备制备符合要求的煤粉，增加了气流床气化炉的自用电。煤气中含有的显热较多，回收显热的煤气冷却设备的造价较高。

气流床工艺的主要炉型有：

(1) 氧气气化、水煤浆给料的主要炉型，包括 Texaco 和 Destec 气化炉（氧气气化）。已有 300MW 等级 IGCC 发电机组的业绩。

(2) 氧气气化、干粉给料的主要炉型，Shell、Prenflo 和 GSP 气化炉（氧气气化）。已有 300MW 等级 IGCC 发电机组的业绩。

(3) 空气气化、干粉给料的主要炉型，ABB-CE 气化炉和日本 Clean Coal Power 公司的气化炉。目前容量小（120t/d），运行经验少。日本正在建设一台 250MW 的空气气化 IGCC 发电机组。

按目前的加工和运输条件，最大的压力容器外径约 5m（内径约 4m），对应这个尺寸，各种气化炉预计的最大容量见表 13.3-3。

表 13.3-3 在一定尺寸下各种
气化炉预计的最大容量

气化工艺	处理煤量 (收到基)		耗氧量 [t/(m ² ·h)]	产气率 [GJ/(m ² ·h)]
	t/d	t/(m ² ·h)		
移动床 (干态排灰)	1200~2000	4.0~6.6	1.3~1.4	60~90
移动床 (液态排灰)	1500	5.0	2.1	120
流化床	3000~4000	10.0~13.3	5.1~5.6	211~158
气流床	4000~6000	13.3~20.0	9.3~9.6	281~257

注 1. 较小的数值对应热值较高的煤（水分 12.0%；灰分 8.8%；热值 33.0GJ/t）；较大的数值对应热值较低的煤（水分 34.9%；灰分 10.8%；热值 29.2GJ/t）。
2. 耗氧量的设计值按 100%纯氧。

1.4.2 空气气化和氧气气化工艺的比较

目前已商业化的 IGCC 发电机组都采用氧气气化工艺，但氧气气化工艺都需设置空分装置，它所需要的电功率约为机组功率的 10%~14%，不仅增加了机组的厂用电，也增加了投资。

影响空气气化 IGCC 发电机组效率和造价的主要因素有：

(1) 没有空分系统，可节省空分装置费用，且厂用电率大幅度下降。

(2) 与氧气气化相比，在大致相同条件下，煤气流量增加，显热增加 50%~60%，冷煤气效率降低，供给蒸汽部分的热量增加。气化炉和煤气冷却器的造价大幅度上升，煤气净化系统的造价也增加。

(3) 空气气化所产生的煤气中含有大量的氮，不需要氮气回注和蒸汽饱和的系统。但对燃气轮机改造工作可能比较大，蒸汽部分的投资也可能增加。

针对未来 IGCC 的发展，对空气气化和氧气气化的下列差异应引起注意：

(1) 由于煤气量和显热的大幅度增加，空气气化对高温煤气净化的必要性和迫切性更大；而对于氧气气化这仅仅是

提高效率的一种方法。但目前高温煤气净化要实现商业化还有很大困难。

(2) 空气气化产生的粗煤气被氮气大量稀释，空气气化的 IGCC 要进一步减少 CO₂ 的排放，比氧气气化的 IGCC 分离 CO₂ 的技术难度和投资要高得多。有些研究认为，从长远看继续发展空气气化为基础的系统对于零排放没有帮助，而在近期氧气气化中减少 CO₂ 的排放就是一个关键技术。

(3) 空气气化的 IGCC 除了用于热电或热电冷联产以外，要用于其他多联产可能非常困难。

1.5 IGCC 电站采用的典型气化工艺和气化炉及系统

1.5.1 已投运的 IGCC 电站中的典型气化工艺

已投运的比较大型的 IGCC 电站中的典型气化工艺均采用氧气气化的气流床气化工艺，包括水煤浆供料的 Texaco 和 Destec 气化工艺，干法供料的 Shell 和 Prenflo 气化工艺。

1.5.1.1 Texaco 气化工艺和气化炉

Texaco（德士古）气化工艺，又称为 GE（Chevron-Texaco）气化工艺，是一种水煤浆进料、加压、氧气气化气流床气化工艺。1989 年世界第一座成功运行的 100MW IGCC 试验电站（冷水电站）采用的就是 Texaco 气化工艺，气化炉容量为 1000t/d。此后，20 世纪 90 年代在美国 Tempa 建成的示范电站，以及意大利和日本的采用炼油厂底料作燃料的 IGCC 电站都采用了 Texaco 气化工艺，都采用显热回收工艺以提高效率，也就是在气化炉后装有煤气冷却器回收煤气显热。Tempa 示范电站 1996 年建成，其净功率为 250MW，气化炉容量为 2400t/d。

装有煤气冷却器（或者称为废热锅炉）的 Texaco 气化炉如图 13.3-1 所示。进厂的原煤经清除杂质后破碎成小颗粒（<10mm），输送到煤斗中。从煤斗落下的煤经过称量给料机，由输送皮带送往磨煤机，通过控制给煤量来控制磨煤机负荷，最终控制煤浆贮罐液位。为了得到高的气化效率，要求能制备出高浓度的水煤浆，但又要便于贮存和输送，因而又要求黏度低、稳定性好、不易沉淀。影响水煤浆性能的主要因素有煤质、煤的粒度配比和添加剂，需要加入添加剂以增加水煤浆的流动性和稳定性。在实际生产中，煤粉粒度及其分布既要满足气化反应的要求，又要满足煤浆制备的要求。

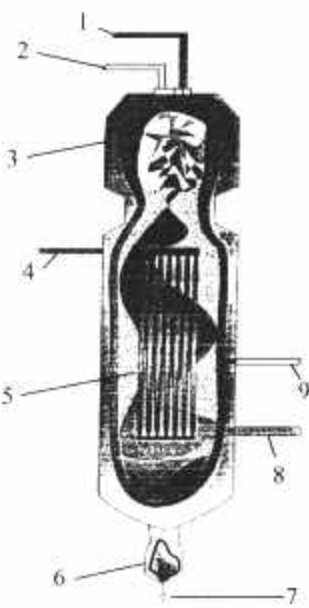


图 13.3-1 Texaco 气化炉
1—水煤浆；2—从空分来的
氧气；3—气化炉；4—给
水；5—辐射煤气冷却器；
6—排渣；7—黑水再循环；
8—合成气；9—高压蒸汽

Texaco 气化炉在炉的顶部装有一个水煤浆喷嘴，气化炉采用耐火砖做内壁。煤浆贮罐中的水煤浆经煤浆给料泵送往气化炉顶部的单个水煤浆喷嘴，生成的粗煤气经过辐射冷却器和对流冷却器，可以把粗煤气的温度降低到 300~400℃。煤气冷却器中产生的蒸汽送往蒸汽系统，降温后的粗煤气再经湿式洗涤后送往煤气净化系统进行脱硫等净化处理。而从辐射冷却器来的灰渣经过水激冷后再经排渣锁斗排入渣池。对激冷流程，由于没有煤气冷却器，在气化炉底部设有激冷环用于合成气和灰渣的激冷。飞灰中分离出的炭粒

可以再循环至气化炉，以提高碳转换率。

Texaco 气化工艺的优点是：①已有比较长时间的实际运行经验，技术上比较成熟，在化工生产中得到广泛采用，在几座大型 IGCC 电站中也有运行业绩；②水煤浆便于高压泵加压输送，又有激冷工艺的经验，便于和化工生产的后续流程衔接，对化工厂有吸引力；③污水也可用于制备水煤浆，原煤不需干燥处理，有利于污水处理和降低煤干燥的费用；④粗煤气和灰渣在炉内都是自上而下排出气化炉，有利于减少粗煤气带出的飞灰量和简化后续除灰系统。

Texaco 气化工艺的缺点是：①碳转化率一般只有 96%~98%，冷煤气效率一般只有 70%~76%，这不仅降低了气化效率，而且使显热回收的负担比较重，特别是辐射式废锅，将增大显热回收设备的费用；②在粗煤气中水蒸气的含量较多，根据煤种不同，水蒸气的容积成分为 16%~26%，致使 IGCC 机组的效率比干法供料低 1~2 个百分点；③耐火砖的寿命短，价格比较高，更换耐火砖所需时间比较长。耐火砖每 4 年需要全部更换一次，每次需 21 天，而且每年需局部更换一次。水煤浆喷嘴易磨损，平均 2~3 个月要更换一次，更换时需停炉，因此气化炉最长连续运行时间大约为 90 天。

1.5.1.2 Destec 气化工艺和气化炉

Destec (德士泰) 气化工艺，又称为 Dow 化学公司工艺或 Conoco-Phillips 气化工艺，是一种两段气化的水煤浆气化工艺。图 13.3-2 给出了 Destec 气化炉的结构示意图。该气化炉是一个十字形的压力容器，气化炉内壁用耐火砖砌成。在水平筒体的两端装两个对喷的水煤浆喷嘴，它们喷出的水煤浆约占总量的 80%，一级反应区的温度大约为 1400℃。二级气化区位于垂直筒体的上方部位，在此区段上通过一个喷嘴喷入其余 20% 的水煤浆，与第一级排出的粗煤气混合后，水煤浆干馏裂解，再产生部分煤气。这样就使粗煤气激冷，同时把煤气夹带的熔渣固化。在二级气化区的碳转换率约为 50%。由于存在吸热反应，在气化炉反应区的粗煤气温度可降至 1030℃ 左右。

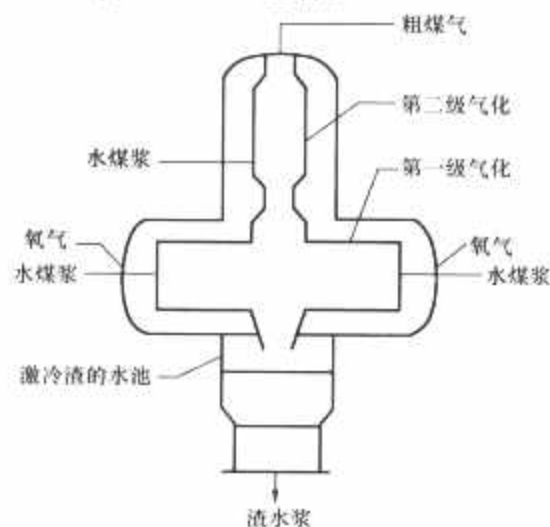


图 13.3-2 Destec 气化炉的结构示意图

同 Texaco 气化工艺相比，由于采用两段气化，Destec 气化工艺有以下优点：①由于在二级气化区 CH_4 等碳氢化合物的生成量较多，冷煤气效率更高，一般可增加 1~3 个百分点；②气化炉出口粗煤气温度较低，可以不用价格昂贵、体积庞大的辐射式废锅，有利于降低机组造价；③从气化炉排出的粗煤气中所含水蒸气量要比 Texaco 气化炉少，二级气化区不喷氧，耗氧量也减少，对提高效率有利。

Destec 气化工艺已在 LGTI 和 Wabash River IGCC 示范电站中采用。LGTI 电站的净功率，气化炉容量，电站建成日期为 161MW，2400t/d，1987 年；Wabash River 电站的

净功率，气化炉容量，电站建成日期为 161MW，2400t/d，1987 年。

1.5.1.3 Shell 气化工艺和气化炉

Shell (壳牌) 气化工艺，简称 SCGP。Shell 公司从 1972 年开始开发煤炭气化技术，曾先后建设了 6、150t/d 的试验装置 (后者称为 Shell-Koppers 气化炉)，1978 年又建成一座 230~400t/d 的示范气化装置 (SCGP-1)。在 20 世纪末，Buggenum IGCC 示范电站采用 Shell 气化工艺投运成功，已积累了比较丰富的经验。Buggenum IGCC 示范电站的净功率，气化炉容量，建成日期为 253MW，2000t/d，1994 年。

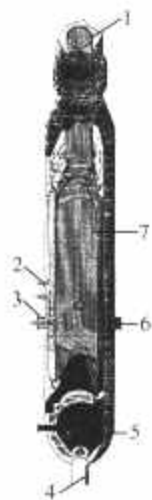


图 13.3-3 Shell 气化炉结构示意图

- 1—粗煤气出口；
- 2—蒸汽出口；
- 3—给水进口；
- 4—排渣；
- 5—冷却灰渣的水池；
- 6—对冲喷嘴；
- 7—水冷壁

Shell 气化工艺是一种干法给料、氧气气化、液态排渣的加压气流床气化工艺。Shell 气化炉结构示意图见图 13.3-3，在气化炉下部设有 4 个对冲喷嘴，炉内四周安装有水冷壁，属冷壁结构。熔渣在底部经排渣锁斗系统排出。

原煤在除去杂物、干燥后经磨煤机制成合格的煤粉 ($75\% < 0.1\text{mm}$)，水分含量小于 2%，采用氮气经供煤的锁斗系统将干煤粉送至喷嘴。气化炉的反应温度保持在 1400~1600℃。在气化炉上部，高温的合成气与经过冷却、除尘和增压的低温洁净煤气混合，合成气温度降低到 900℃ 左右。激冷后的合成气再进入对流煤气冷却器，温度可降低到 250℃ 左右，利用这部分显热产生的中压蒸汽供给 IGCC 的蒸汽系统。

Shell 气化工艺的优点是：①由于采用干法给料，合成气的水分含量很低，冷煤气效率可达 80%~83%，碳转化率可达 99% 以上，显著高于 Texaco 和 Destec 气化工艺 (湿法给料)，耗氧率也低于 Texaco 气化工艺；②采用煤气激冷后气化炉出口粗煤气温度为 900℃ 左右，省去了价格昂贵的辐射废热锅炉；③炉内采用水冷壁，不用耐火砖做炉壁，也不用水煤浆喷嘴，水冷壁和煤粉喷嘴的寿命远高于耐火砖和水煤浆喷嘴，同时显著提高了设备的可维修性；④气化炉已实现大型化，2000t/d 的 Shell 气化炉已用于 IGCC 示范电站。

Shell 气化工艺的缺点是：①采用干法供料，原煤可能需要干燥；②由于采用洁净的低温煤气激冷高温煤气，此低温煤气流量为进入废锅煤气流量的 50% 左右，不仅浪费了煤气的可用能，降低了效率，而且需要煤气压缩机和煤气激冷系统，增加了设备费用和厂用电。

1.5.1.4 Prenflo 气化工艺和气化炉

Prenflo 气化工艺是由 K-T 炉发展而来的，Prenflo 气化工艺已用于 Puertollano IGCC 示范电站并成功投运。Puertollano IGCC 示范电站的净功率，气化炉容量，建成日期为 300MW，2640t/d，1997 年。Prenflo 气化工艺是一种干法给料、氧气气化、液态排渣的加压气流床气化工艺。Prenflo 气化炉结构示意图见图 13.3-4。

在气化炉下部装有 4 个对冲布置的喷嘴，在气化炉火焰核心部位的温度大约为 2000℃。大约 50% 的灰分变为渣，在底部经激冷后由排渣锁斗系统排出；其余 50% 左右的灰分随热煤气带出气化炉。热煤气温度一般在 1200~1500℃ 之间。为防止飞灰在下游的废热锅炉中挂渣，在热煤气进入废热锅炉前用回送的冷煤气或水激冷到 900℃ 左右。激冷后

的煤气经辐射和对流废热锅炉后送至煤气净化系统。气化炉采用水冷壁的冷壁结构,在水冷壁中产生的蒸汽送往蒸汽系统。

Prenflo 气化工艺的原理和优缺点与 Shell 气化工艺大体相同。

1.5.2 尚未投运的 IGCC 电站中的典型气化工艺

1.5.2.1 KRW 气化工艺和气化炉

Pinon Pine IGCC 示范电站是美国能源部洁净煤技术示范计划 (CCTP) 第四轮选定的项目。该电站主要指标是: 机组净功率 99.7MW, 厂用电 7.5MW, 净效率 40.7% (HHV)。IGCC 机组采用空气气化的 KRW 气化工艺 (气化炉容量 881t/d)、6FA 燃气轮机和煤气高温净化技术。1995 年开工建设, 1997 年 2 月电站建成。以后曾进行联合循环部分的调试, 但迄今为止未见电站投运的报道。

KRW 气化工艺是一种流化床气化工艺, 既可用空气气化, 又可用氧气气化, 适合于从褐煤到烟煤的气化。KRW 气化工艺是 M. W. Kollogg 公司的专利。

1.5.2.2 CCP 气化工艺和气化炉

日本正在若松 (Nakaso) 建设一座 250MW 的 IGCC 示范电站, 该电站采用 CCP 气化工艺、空气气化, 气化炉容量 1700t/d; 采用 M701DA 燃气轮机, 电站设计净效率 42% (LHV)。

CCP 气化工艺是一种两段式、空气气化的气流床气化工艺, 这一工艺也可用于氧气气化。该气化炉原理如图 13.3-5 所示。

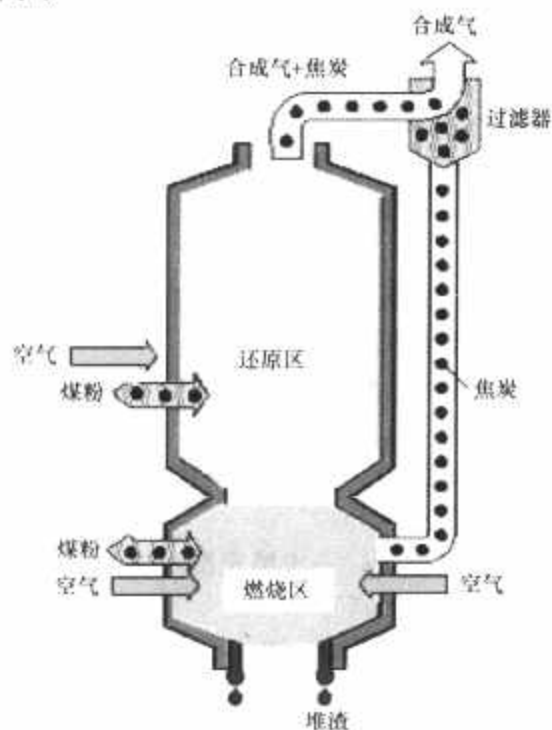


图 13.3-5 日本 CCP 气化炉原理

2 煤气净化系统和设备

2.1 对合成煤气净化的要求和净化技术分类

2.1.1 对合成煤气及其净化工艺和系统的要求

煤炭经过气化后生成的合成气包含有效成分 H_2 、 CO 、 CH_4 等, 此外还有惰性成分和有害成分。有害成分主要是指

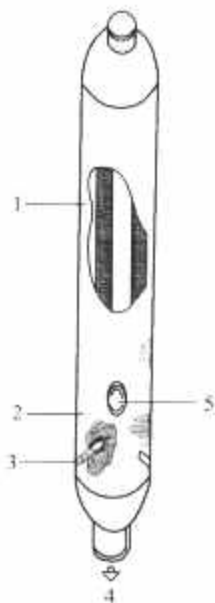


图 13.3-4 Prenflo 气化炉结构示意图
1—煤气冷却器; 2—Prenflo 气化炉; 3—喷嘴; 4—排渣; 5—粗煤气出口

对生产过程产生不利影响 (对后续设备可能造成损坏、使催化剂中毒等) 的成分和污染环境的成分。对煤气净化工艺和系统的要求就是将合成气中的有害成分控制在合理的范围内, 以满足生产过程和保护环境的需要。

以下针对采用气流床气化工艺的 IGCC 电站, 论述对合成煤气及其净化工艺和系统的要求。

2.1.1.1 符合环保标准规定的污染物排放指标

通常大约煤中 80% 的硫分进入粗煤气, 其他的硫分主要存在于熔渣和飞灰中, 少量存在于废水中。粗煤气一般含有 $(500 \sim 1000) \times 10^{-6}$ (体积) 的硫化物, 主要以 H_2S 为主, 还含有少量的 COS 等有机硫。粉尘的浓度大约在 $1 \sim 10g/m^3$ (标况下)。粗煤气中还含有少量的碱金属、卤化物等有害物。

(1) 煤气中含硫量的要求主要受环保标准的限制。世界主要国家对烟气中 SO_2 排放标准如下:

1) 美国 (NSPS)。

对高硫煤, SO_2 排放限值 $< 258mg/MJ$ 。

对低硫煤, SO_2 排放限值 $< 103mg/MJ$ 。

2) 欧共体: 对于 1995 年以后建设的新厂, SO_2 排放限值 $< 250mg/m^3$ (标况下)。

3) 日本: 对于东京的新建电厂, SO_2 排放限值 $< 170mg/m^3$ (标况下)。

4) 加拿大: SO_2 排放限值 $< 700mg/m^3$ (标况下)。

(2) 粉尘排放浓度。在发达国家的环保标准中, 对烟气中粉尘排放浓度最严格的要求是小于 $30mg/m^3$ (标况下)。但燃气轮机对煤气中粉尘的要求 (含浓度和颗粒尺寸) 要严格得多, 一般按燃气轮机的要求执行。

(3) NO_x 排放浓度。气化时煤中燃料氮大都转化为气态氮, 对气流床气化炉, 在还原性气氛下只有少部分燃料氮转化为氨。按气化炉类型和气化温度的不同, 燃料氮转化为氨的比例为 10%~60%, 温度越高, 氨产生率越低。在还原性气氛中很难产生热力型 NO_x 。在煤气中仍含有的少量 HCN, 通过 HCN 水解能在催化作用下变为容易除去的 NH_3 。IGCC 电站的 NO_x 排放浓度主要取决燃气轮机。

(4) Hg 等重金属元素。在有些发达国家的环保标准中还有对 Hg 等重金属元素排放的要求, 合成煤气的净化工艺和系统必须满足环保要求。

应该说明的是, IGCC 电厂排放的 SO_2 、粉尘等有害物的浓度远低于最严格的环保标准。

2.1.1.2 满足生产设备安全、经济运行的要求

粗煤气中含有的有害物质可能对燃气轮机和其他设备 (含管道、阀门、容器) 产生腐蚀、磨蚀、沉积、结垢等, 或影响其他后续流程的正常进行 (如使催化剂中毒), 造成设备的损坏或严重影响机组的运行和性能。合成煤气的净化工艺和系统必须满足设备对合成气的要求, 下面以燃气轮机为例加以说明。

各制造厂商都制定了燃气轮机必须遵循的燃料规范, 西门子公司天然气燃料规范对燃料中有害物质的限值见表 13.3-4。

三菱公司的气体燃料规范规定: 燃料、水和入口空气中微量元素的总量不应超过以燃料质量为基准的限值, 见表 13.3-5。

压气机的入口空气流量很大, 如果入口空气中钠和钾的含量为 10×10^{-9} (质量), 则大约相当于在燃料中的含量为 0.5×10^{-6} (质量)。

表 13.3-4 西门子公司天然气燃料规范
对燃料中有害物质的限值

污 染 物	单 位	限 值
灰分	$\times 10^{-5}$ (质量)	≤ 20
$d < 2\mu\text{m}$		≤ 18.5
$2 < d < 10\mu\text{m}$		≤ 1.5
$d > 10\mu\text{m}$		≤ 0.002
Na+K		≤ 0.3
Ca		≤ 10.0
V		≤ 0.5
Pb		≤ 1.0
H ₂ S		≤ 10

表 13.3-5 三菱公司气体燃料规范
对有害物的限值

微量元素	以燃料质量为 基准的含量限值 ($\times 10^{-6}$)	说 明
钠和钾	0.5	如达到 0.5×10^{-6} ，请向三菱公司咨询
钒	0.5	
铅	2.0	
钙	10.0	
其他微量金属	2.0	

煤气净化工艺应成熟，系统设计合理，运行可靠，有比较良好的技术经济性。

2.1.2 煤气净化工艺的分类

根据工艺过程的温度，合成煤气净化工艺可分为常温（或低温）煤气净化工艺（ $< 250^{\circ}\text{C}$ ）和高温煤气净化工艺（ $400 \sim 600^{\circ}\text{C}$ ）。

煤气净化工艺又可分为湿法和干法两种。

2.2 常温煤气脱硫和硫回收

2.2.1 湿法脱硫工艺

湿法脱硫从原理上讲就是先用液体溶剂将硫化物从粗煤气中分离、富集，然后再氧化转化为单质硫或硫酸。根据所用溶剂不同，可分为物理吸收法、化学吸收法和物理化学法等。工艺流程一般包括吸收和再生两部分。吸收的目的主要是用溶剂将煤气所含的硫化物尽可能加以脱除。再生的目的是将吸收了硫化物的溶剂（富液）尽可能地释放出硫化物，使溶剂复原以循环使用。

湿法脱硫工艺的主要特点是：适合处理含硫量大和/或煤气量大的煤气脱硫。目前已投运的 IGCC 电站都采用湿法脱硫。

典型的湿法脱硫工艺有 MDEA、环丁砜、Selexsol (NHD)、常温和低温甲醇洗、MEA、ADIP、ADA 等。

2.2.1.1 MDEA 法

醇胺类溶剂是一种广泛应用的脱硫化学吸收剂，包括乙醇胺（MEA）、二乙醇胺（DEA）、二乙丙醇（DIPA）和 N-甲基二乙醇（MDEA）等。以下简单介绍 MDEA。

MDEA 与 H₂S 的反应式如下



整个反应受后一反应式的控制。MDEA 水溶液中添加少量的活性剂对上述反应有重大影响，因此又出现了活性（或改良）MDEA 法。活性 MDEA 法是当今最常用的湿法脱硫和能耗最低的脱硫方法之一，国外已有 70 多个大型合成氨厂采用，在 IGCC 示范电站中也得到比较广泛的应用。国内 MDEA 法主要用于天然气脱硫，后来又有 20 多套炼气厂脱硫装置采用添加助剂的 MDEA 法。

MDEA 法脱硫有如下主要优点：

(1) MDEA 对 H₂S 和 CO₂ 的反应速率相差几个数量级，对脱硫选择性好，可以只设主要吸收 H₂S 的工段，而 MEA、DEA 脱硫时 CO₂ 被全部脱除。因此，MDEA 法溶剂循环量、能耗减少，且溶剂再生得到的酸性气中 H₂S 浓度高，CO₂ 浓度低，对提高硫回收率和减少投资都很有意义。

(2) MDEA 与 H₂S 和 CO₂ 的反应热低，有利于节约能源。由于 MDEA 的弱碱性，吸收的 CO₂ 容易解吸，可以采用减压闪蒸的方法进行再生，能节约大量热能。

(3) MDEA 的碱性较小，使用浓度较高。MDEA 稳定性好，降解小，吸收能力大，蒸汽压低，溶剂损失少，年补充量为 2%~3%。

(4) 与 MEA、DEA 相比腐蚀性最小，对碳钢无腐蚀。再生解吸出来的酸性气体的温度不高于 70℃，操作温度为 38℃，腐蚀性较轻。

MDEA 法的主要缺点有：

- (1) 溶剂价格比较贵，一次充填费用高。
- (2) 必须在脱硫前加设 COS 水解装置。

2.2.1.2 Selexsol (NHD) 法

采用聚乙二醇二甲醚作为溶剂的气体净化方法称为 Selexsol 法或 NHD 法。NHD 溶剂吸收 H₂S 和 CO₂ 是属于物理吸收过程，所以吸收酸性气体的能力与气分压成正比，即酸性气体溶解度随压力升高而加大，随着温度升高而降低。

Selexsol 法有如下特点：

(1) 溶剂对 H₂S、CO₂、有机硫等酸性气体的吸收能力强，也能吸收 HCN、烃类及烯烃类等杂质，对 H₂S、CO₂ 能选择性脱除。

(2) 溶剂具有很好的热稳定性和化学稳定性，NHD 溶剂加热至沸点也不分解，与水、酸、碱都不起反应，不会降解。

(3) 溶剂无毒，无臭味，饱和蒸气压低，容积损失小，比热容小，再生热耗低。

(4) 溶剂不会起泡，对碳钢无腐蚀性，不容易堵塞管道。

(5) 溶剂对 COS 的吸收能力较差，需设专门的 COS 水解装置。

- (6) 溶剂价格昂贵，一次填充费用高。
- (7) 操作温度为 40℃。

2.2.1.3 环丁砜 (Sulfinol) 法

环丁砜 (Sulfinol) 是一种无色液体。环丁砜法是采用环丁砜和烷基醇胺的混合液做吸收剂，将 H₂S 或 CO₂ 等酸性气体通过物理作用溶解于溶剂中。在相同条件下，H₂S 在环丁砜中的溶解度比在水中高 7 倍，但由于溶液中含有 20%~30% 的乙醇胺，乙醇胺与 H₂S 反应可生成不稳定的络合物，溶剂吸收酸性气体的原理是物理和化学作用的总和，所以这种方法属物理化学法。

环丁砜 (Sulfinol) 法有如下特点：

(1) 溶剂可吸收 H₂S、CO₂、COS 和有机硫化物（如硫醇）等，对有机硫也有强的吸收能力。

(2) 溶剂稳定, 不易挥发, 无毒, 不易燃。

(3) 压力升高, 对 H_2S 的吸收越好。而当温度升高、压力降低时, 溶液中的胺盐分解, 对酸性气体解析比较容易。吸收塔的操作压力从常压到 $70 \times 10^5 \text{ Pa}$ 或更高, 再生塔一般在常压下操作。

(4) 溶液价格高, 对原料中的芳烃和重烃有严格限制。

(5) 操作温度为 40°C 。

2.2.1.4 甲醇洗法

甲醇是一种无色、易挥发、易燃、有一定毒性的有机溶剂, 化学性质稳定, 不腐蚀设备。甲醇对 CO_2 、 H_2S 等酸性气体有较大的溶解能力 (尤其是低温下溶解度更大), 对 H_2 、 N_2 、 CO 、 CH_4 、 NO 等气体的溶解度甚微, 且温度对它们的溶解度影响不大, 因而可通过温度和其他工艺参数的改变, 使甲醇能从原料气中选择性地吸收 H_2S 、 COS 和 CO_2 等。甲醇洗可分为常温甲醇洗 (Amisol) 和低温甲醇洗 (Rectisol)。以下简单介绍低温甲醇洗。

低温甲醇洗属物理吸收法。它的最大优点是可将粗煤气净化的几个工序都集中在一起, 因而大大简化了工艺流程。一般采用三段洗涤, 即预洗 (除去轻质油蒸汽和一部分水汽)、主洗 (除去 H_2S 、有机硫化物、一部分 CO_2) 和精洗 (CO_2 的最终脱除)。

低温甲醇洗的优点是:

(1) 低温甲醇洗吸收能力大, 溶液循环量小, 能耗低。

(2) 选择性好, 可在同一塔内分段选择性脱硫和脱碳, 对 COS 吸收能力强。

(3) 净化度高, 出口气总硫浓度小于 0.1×10^{-6} 。

(4) 净化装置能在 $30\% \sim 110\%$ 负荷范围内操作。

(5) 吸收过程无副反应, 溶剂不起泡, 不腐蚀设备。

低温甲醇洗的缺点是:

(1) 甲醇有毒性, 对设备等的密封性要求较严。

(2) 在 $-60 \sim -30^\circ\text{C}$ 的低温下操作, 需用耐低温的钢材。

(3) 溶剂的蒸发损失量较大, 每处理 1000 m^3 (标况下) 的粗煤气要消耗 $0.5 \sim 1.0 \text{ kg}$ 甲醇。

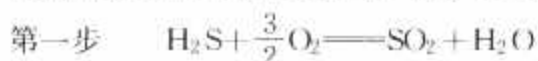
低温甲醇洗工艺适合大型合成氨厂。目前在 IGCC 电厂中低温甲醇洗工艺尚无应用实例。

2.2.2 硫回收工艺

硫回收工艺有克劳斯法和 Scot 法两种。

2.2.2.1 克劳斯法

改进的克劳斯法分两步进行, 化学反应式如下



第一步反应仅消耗 H_2S 总量的 $1/3$, 第二步为 $2/3$ 。第二步反应称为克劳斯反应, 由于有催化剂加速反应, 既可在较低温度下操作, 又可得到较高的硫转化率。在再生气中 H_2S 含量足够高时, 可在一台独立的燃烧炉中进行 H_2S 的非催化直接氧化制取硫磺, 其制硫产率约为总硫含量的 $60\% \sim 70\%$ 。反应式如下



在此反应后, 尾气经换热器冷却、气态硫冷凝回收之后, 再进入催化反应器进行克劳斯反应进一步回收元素硫。

为满足克劳斯反应所要求的控制比例 ($\text{H}_2\text{S}/\text{SO}_2$ 的摩尔比为 $2:1$), 根据酸性气体中 H_2S 的含量不同而采取三种不同的工艺流程:

(1) 部分燃烧法。若进料酸性气体中 H_2S 含量在 50% 以上时, 绝大部分酸性气体送入燃烧炉, 燃烧后的反应气体经冷却后进入转化器 (催化反应器)。由少量未送入燃烧炉的酸性气体与适量的空气发生燃烧反应, 以提供和维持转化器所要求的反应温度。

(2) 分流法。若进料酸性气体中 H_2S 含量在 $15\% \sim 50\%$ 时, 将 $1/3$ 酸性气体送入燃烧炉中, 加入适量的空气使 H_2S 完全燃烧转化为 SO_2 。然后与其余 $2/3$ 酸性气体混合, 配成 $\text{H}_2\text{S}/\text{SO}_2$ 的摩尔比为 $2:1$ 的酸性气体, 再进入转化器进行转化, 硫含量的总转化率可达到 90% 以上。

(3) 直接氧化法。若进料酸性气体中 H_2S 含量小于 15% 时, 难以采用燃烧炉, 而需采用预热炉将酸性气体加热到转化器所要求的反应温度。在采用两级转化的条件下, 硫含量的总转化率也仅能达到 70% 以上。可采用更多级的转化以提高总转化率, 但成本将大幅度上升。若要在直接氧化法中采用燃烧炉, 则需利用已回收的部分硫磺, 在燃烧炉内进行完全燃烧, 然后符合要求的混合气再进行转化, 转化率可达到 80% 以上。

2.2.2.2 Scot 法

克劳斯法受化学平衡和多种操作因素的限制, 硫的回收率很难达到理论值。对于含 $25\% \text{ H}_2\text{S}$ 的酸性气体, 采用三级克劳斯反应的总回收率也只能达到 96% 左右。针对克劳斯法又开发出多种含 H_2S 更低的尾气处理技术, 由壳牌石油公司开发的 Scot (shell claus off-gas treating process) 硫回收工艺就是一种已得到广泛应用的硫回收工艺。

从克劳斯装置来的尾气在一个内线加热燃烧炉 (同时加入空气和燃料气) 加热后被送进反应器, 尾气中除 H_2S 以外的硫化物在此反应器中同还原气如 H_2 作用全部催化转化为 H_2S 。这些含 H_2S 的高温气体分两段被冷却, 冷却后的气体再送到胺吸收塔, 吸收了 H_2S 的富液被送去再生, 完成整个吸收、再生过程。而只含极少量 H_2S 的 Scot 工艺尾气最后被送到焚烧炉燃烧后排到大气。

Scot 硫回收工艺的硫回收率可达 $95\% \sim 99.9\%$, 超级 Scot 硫回收工艺甚至可达到 99.95% 。

2.2.3 常温干法脱硫工艺

干法脱硫工艺是利用吸附剂和/或催化剂将硫化物直接脱除或转化后脱除的过程, 包括克劳斯法、Scot 法、有机硫水解法, 以及气—固非催化吸收法等。国内外广泛使用的脱硫剂按物性可分为铁系脱硫剂、活性炭脱硫剂、铝系有机硫水解催化剂、锌系脱硫剂和分子筛系脱硫剂等。

铁系脱硫剂是一种较早使用的干法精脱硫剂, 具有硫容量高、反应速度快、价格低等优点, 在常压下对 H_2S 有很高的脱除性能, 对硫醇类有机硫和大部分氮氧化物也有一定脱除效果。其脱硫和再生机理如下:

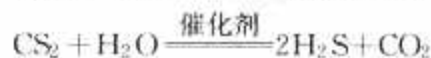
脱硫反应



再生反应



一般来说, 有机硫的脱除 (特别是小分子量的 COS) 总比无机硫的脱除要困难得多。碱改性氧化铝催化剂催化有机硫水解效果好, 其反应为



干法脱硫的特点是脱硫精度可小于 0.01×10^{-6} , 投资

低,操作费用低,适合进口硫浓度低和处理煤气流量小的场合的脱硫要求。但是常温干法脱硫的脱硫剂容易结块,尤其是处理大流量煤气时结块更严重,从而使阻力上升,脱硫效率下降,需要有较复杂的再生设备。一般情况下,新脱硫剂使用寿命为半年左右,经过再生后的脱硫剂使用寿命为三个月,脱硫剂废料不能再利用。

IGCC 电站要求脱硫工艺能处理大流量煤气,能长期稳定运行,操作简便,脱硫剂可再生循环利用。因此,目前还没有一个 IGCC 电站采用常温干法脱硫工艺。

2.3 煤气除尘工艺

常温煤气除尘工艺可分为湿法和干法两种。从除尘温度来划分,除尘工艺也可分为常温(低温)除尘和高温除尘。

2.3.1 湿法除尘

湿法除尘是采用含尘煤气和某种液体(通常是水)接触,借助于碰撞、扩散等机理捕集粉尘。根据除尘机制,湿法除尘可分为以液膜捕尘(如填料塔湿式除尘器)、以液滴形式捕尘(如文丘里除尘器)和以气泡形式捕尘(如泡沫塔除尘器)三大类。

在 IGCC 电站中文丘里除尘器得到广泛的应用。在这种除尘器中,进入渐缩通道的含尘煤气形成高速气流,使喷嘴喷出的水进一步雾化,在喉管和其后的渐扩管中尘粒和水滴不断混合、碰撞,凝结合并成更大的颗粒。含尘气流经风管后进入脱水器。由于凝并后的尘粒较大,在一般的旋风除尘器中就可以把含尘的水滴分离出来,使煤气得到净化。文丘里除尘器的除尘效率一般可达到 95% 以上,其突出优点是对细微颗粒(如 $1\mu\text{m}$ 以下)也有很高的除尘效率,而且对高温气体也有很好的降温效果,已广泛用于高温气体的降温除尘。但文丘里除尘器耗水量大,水气比为 $0.2 \sim 0.8\text{L}/\text{m}^3$,且其除尘效率随阻力的增加而提高,当阻力达到 800Pa 时,除尘效率接近 100%。

湿法水洗除尘还有一个突出的优点是,可除去大部分焦油、 NH_3 、卤素、HCN 和碱金属等有害物质,所以经湿法除尘后的煤气非常洁净,可满足其他后续工艺对有害物的要求和环保要求,以及燃气轮机对煤气中粉尘颗粒和碱金属含量的要求。

2.3.2 干法除尘

干法除尘的优点是不用水,不降低煤气温度,能充分利用煤气的显热以提高效率,从干式除尘器分离出来的粉尘可再循环送到气化炉以提高碳转化率。但除尘后的煤气远没有经湿法除尘的煤气洁净,根据要求还需要进一步脱除相关的有害物质。

根据除尘原理,干式除尘器可分为旋风分离器、过滤式除尘器(包括陶瓷过滤器、移动床颗粒层过滤器、金属丝网过滤器和布袋除尘器等)、静电除尘器,以及复合除尘器(如静电—布袋复合除尘器、带静电促进的移动床颗粒层过滤器)等。

目前在 IGCC 电站中已经得到应用的干式煤气除尘器有旋风分离器、陶瓷过滤器、金属丝网过滤器等,移动床颗粒层过滤器也是一种有发展前途的高温除尘器。而布袋除尘器、静电除尘器只能用于低温除尘。

2.4 煤气高温净化工艺

2.4.1 煤气高温净化工艺概述

在 IGCC 电站中采用的煤气高温净化过程的工作温度范围为 $500 \sim 600^\circ\text{C}$ 。如果温度超过这一范围,将使燃气轮机

的燃料供应系统等设备价格大幅度提高,并且可能需要处理某些挥发性比较高的有害物质。在 600°C 以下,碱金属的化合物主要存在于煤渣和飞灰中,可通过脱除粉尘等方法脱除。

采用高温煤气净化可有效回收高温煤气中占总值 20% 左右的煤气显热,使 IGCC 机组的净效率提高 2~3 个百分点,同时可简化系统和显著降低废热锅炉的造价。但由于没有湿式水洗,需要脱除卤素、 NH_3 、氰化物等有害物质;对于低温气化工工艺还需脱除焦油、酚等有害物质。

煤气高温净化很有发展前途,但遇到的技术难点比预想的要大,目前尚未得到工程应用。需要开发新技术和工艺,提高吸收剂和催化剂的寿命并降低价格,以满足 IGCC 和环保对脱除污染物的要求,提高运行经济性和可靠性。

2.4.2 煤气高温脱硫工艺

对工业应用的高温煤气脱硫剂有以下要求:

(1) 脱硫精度和硫容高。

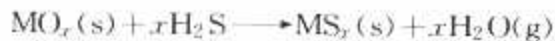
(2) 再生性能好。

(3) 再生气组成稳定,易于回收硫。

(4) 脱硫剂结构稳定、力学性能好。商业化要求脱硫剂至少应经受上百次的循环使用,而硫容和反应性又没有明显降低。

国际上研究煤气高温脱硫已有 20 余年的历史,但至今尚未工业化,其主要原因就是脱硫剂在高温使用过程中的粉化和稳定性问题。这不仅严重影响了脱硫剂的硫化/再生循环使用,还会造成脱硫剂的大量损耗和煤气含尘量的增加。

研究过的高温脱硫剂包括许多金属氧化物和复合金属氧化物,如氧化铁、氧化锌、氧化铜、氧化钙、铁酸锌、钛酸锌,以及第二代的氧化铈等,其脱硫的总体反应可表示为硫化反应



再生反应



在复合金属氧化物中,铁酸锌(ZnFe_2O_4)和钛酸锌(Zn-Ti-O)最有发展前途。但目前高温脱硫仍处在工业试验阶段。

铁酸锌(ZnFe_2O_4)的脱硫效率和硫容高,在硫化后很容易用空气/蒸汽再生;但在高温时锌易挥发($\geq 677^\circ\text{C}$),再生时易形成硫酸盐,且比表面积减小。钛酸锌(Zn-Ti-O)脱硫效率高,能阻止高温时锌的挥发,比铁酸锌有更强的使用持久性,抗磨损和抗粉化性能好,缺点是硫容较低。

2.4.3 高温净化中其他杂质的脱除

在常温湿法煤气净化中,由于用水洗过程,可除去大部分焦油、 NH_3 、卤素、HCN 和碱金属等有害物质。在高温净化中除了除尘和脱硫以外,需要考虑除去更多的杂质(如 NH_3 、卤化物、碱金属、砷和汞等)。

2.4.3.1 NH_3 的脱除

高温煤气中 NH_3 的脱除技术的研究刚刚起步,远没有达到商业化的水平。目前有两种有发展前途的镍基催化剂:一种是以铝酸镁为支撑体的镍基催化剂;另一种是在上述催化剂中添加 1% (质量分数) 的铈,以防止催化剂的 H_2S 中毒。

2.4.3.2 卤化物的脱除

煤气中卤化物主要包括 HCl 及 HF 。煤中的氯化物在气化炉的还原性气氛下蒸发和转化,大部分以氯化氢的形式析出。氯化氢容易对设备和管线等产生腐蚀。煤气中的氯化氢

必须脱除,其允许含量应低于 $1\text{mg}/\text{m}^3$ (标况下)。

高温煤气中氯化氢的脱除一般采用化学吸收分离技术,有两种脱氯工艺:①以粉状脱氯剂喷入气化炉中进行脱氯;②把脱氯反应器设置在气化炉出口,采用吸附剂进行气相脱氯。气体中脱 HCl 在石油化工中已是成熟技术,但操作温度很少超过 400°C 。高温煤气中脱除 HCl 和脱除碱金属均属开创性工作。华东理工大学研制了一种高温煤气高效脱氯剂,穿透氯容量 [至尾气中 $\text{HCl} > 1 \times 10^{-6}$ (体积分数)止] 高达 37.2%,超过两种工业脱氯剂 (JJ32.4% 和 WZ25.4%),已应用于工业生产。

2.4.3.3 有害重金属元素等微量元素的脱除

微量元素 (或称痕量元素) 按其挥发性可分为第一类、第二类和第三类,按此顺序挥发性逐渐增加,第三类为挥发性元素的挥发温度小于 600°K 即 $(600-273)^\circ\text{C} = 327^\circ\text{C}$ 。

荷兰进行的一项研究表明:微量元素在燃烧和气化过程中的分布、迁移和富集有很大不同。飞灰 (固体颗粒) 再循环已经用于一些气化炉以产生更多熔渣形式的剩余物 (采用飞灰再循环后至少 95% 的灰分可转变为熔渣),这可以改变气化炉各出口物流中的微量元素的分布。研究结果表明:飞灰再循环使一些元素 (如 Co、Cu 和 Ni) 富集在熔渣中;另外一些元素 (如 Pb、Sn 和 Zn) 富集在飞灰颗粒表面;而粗煤气中则主要含有挥发性元素 (如 As、Cd、Sb 和 Hg);汞经常被发现由煤气中分离出来而聚集在煤气净化系统最冷的部位。净化后的煤气中汞的含量是很低的,但是对于高温煤气净化是否也能如此,还值得进一步研究,而在常规燃煤电站中汞是最难脱除的元素之一。

2.5 IGCC 电站中的煤气净化工艺和系统

2.5.1 荷兰 Buggenum IGCC 电站中的煤气净化系统

从煤气冷却器来的煤气 (250°C) 进入陶瓷过滤器除尘。陶瓷过滤器除尘后再经一级文丘里湿式除尘器除去剩余的粉尘和 NH_3 等杂质,煤气温度降到 110°C 。之后煤气经加热温度升高到 165°C 进入 COS/HCN 水解器, COS 转化为 H_2S 和 SO_2 , HCN 转化为 NH_3 。此后煤气再进入一级冷却器,使煤气降温到约 40°C 再进入 Sulfinol 脱硫装置。脱硫装置在煤中含硫量为 1.5% 时设计脱硫效率为 97.85%,实际脱硫效率为 98%。

吸附 H_2S 和少量 CO_2 的脱硫剂进入再生塔,释放出 H_2S 和 CO_2 的酸性尾气进入 Claus 硫回收装置,可回收 95% 的元素硫。再用 Scot 装置处理 Claus 装置排出的尾气,最终使硫回收率达到 99% 以上。从 Scot 装置排出的尾气经燃烧后排入大气。

Buggenum IGCC 电站污染物排放设计值为:二氧化硫 $26.7\text{mg}/\text{MJ}$;氮氧化物 $73.1\text{mg}/\text{MJ}$;粉尘 $0.8\text{mg}/\text{MJ}$ 。经测试实际污染物排放值没有超过设计值。

在运行初期曾出现陶瓷过滤器损坏,在陶瓷管底部固定后基本解决这一问题。Demkolec IGCC 电站认为, 250°C 的陶瓷过滤器用于工程上已无问题。

2.5.2 西班牙 Puertollano IGCC 电站中的煤气净化系统

除尘系统与 Buggenum IGCC 电站基本相同。不同的是陶瓷过滤器收集的粉尘回送到气化炉,以提高碳转化率;水洗除尘器排出的飞灰过滤后压成灰饼。

Puertollano 电站采用 Claus 装置回收元素硫,利用净化煤气产生的氢气对 Claus 装置中的废气进行加氢处理,以提高硫回收率。

Puertollano 电站的净化设计指标为:脱硫效率 99.8%

(原煤和石油焦的平均含硫量为 3.3%);二氧化硫排放 (烟道) 小于 $10\text{mg}/\text{m}^3$ (15% 干基氧); NO_x 排放 (烟道) 小于 $60\text{mg}/\text{m}^3$ (15% 干基氧);硫回收率大于 99%;粉尘排放 (烟道) 小于 $1\text{mg}/\text{m}^3$;废水零排放。

2.5.3 美国 Wabshi River IGCC 示范电站

除尘系统与 Buggenum IGCC 电站基本相同。合成煤气经煤气冷却器后进入两个并联的陶瓷过滤器,操作温度为 371°C ,分离出的飞灰再循环到气化炉。但由于过滤器元件固定方式有问题,导致过滤元件和管板间密封失败,过滤元件发生破裂,后来固定方式改用管板结构后情况有所好转。最后采用金属丝网过滤器代替陶瓷过滤器,操作温度为 370°C 左右时,可用率和可靠性比较高,但也发生过材料腐蚀损坏等问题。

脱硫采用 MDEA 常温脱硫工艺,在 MDEA 脱硫塔之前设有 COS 水解器,操作温度为 38°C 。从再生塔分离出来的酸性尾气被送到 Claus 装置,生成元素硫。脱硫、再生和硫回收过程产生的废水被送往废水处理系统。

脱硫装置运行情况很好,对合成煤气中硫的脱除率达到 99% 以上,总的硫回收率高于 98%。但是热稳定性盐类 (heat stable salts) 在胺中浓缩,降低了脱硫效率。Wabash 电站最终采用离子交换技术来脱除热稳定性盐,并对脱除热稳定性盐类的系统进行了扩容,解决了胺中热稳定性盐类浓缩的问题。

2.5.4 美国 Tampa IGCC 示范电站

(1) 常温净化系统。原设计粗煤气经两级气—气热交换器冷却至 250°C 后进入文丘里除尘器。此热交换器由于泄漏被取消,进入文丘里除尘器的温度为 $260 \sim 310^\circ\text{C}$ 。粗煤气经洗涤除尘后可降到 150°C ,再经低温冷却器冷却至 38°C 去脱硫。经水洗涤除尘后的煤气含尘浓度一般小于 $1\text{mg}/\text{m}^3$ (标况下)。

采用常温 MDEA 工艺脱硫,但没有采用 COS 水解器和 Claus 硫回收装置。脱硫塔排出的尾气经再生后分离的含硫化氢和二氧化硫的酸性气体送往硫酸厂。Tampa 电站脱硫效率设计值为 96%。

在 MDEA 脱硫装置调试过程中曾遇到严重的起泡沫现象,通过过滤和加除泡剂,解决了这个问题。

(2) 10% 流量的高温净化系统。Tampa 电站按原设计,10% 的煤气进入高温除尘和脱硫系统。高温除尘采用两级旋风分离器,第二级前还要喷入碳酸氢钠吸收煤气中的卤化物。在高温脱硫之后还设有一级陶瓷过滤器,最终使洁净煤气中的含尘颗粒小于 $5\mu\text{m}$,含尘量小于 15×10^{-6} 。

从第二级旋风分离器来的煤气进入脉动式移动床高温脱硫装置,操作温度为 $482 \sim 538^\circ\text{C}$,采用 Ti-Zn 基脱硫剂。脱硫效率设计值为 98%。

高温净化系统于 1996 年 7 月安装完毕,并对此系统进行了机械设备和控制系统的试验。但迄今为止,由于技术不成熟,高温净化系统尚未调试运行。

2.5.5 美国 Pinon Pine IGCC 示范电站

该电站采用 KRW 流化床气化工工艺。煤气净化采用高温净化工艺。气化炉来的合成气进入旋风除尘器,飞灰经过再循环又返回到气化炉。除尘后的煤气,经过煤气冷却器将温度降到 538°C ,再进入高温煤气脱硫装置。采用含有氧化镍的氧化锌为高温脱硫剂,并采用移动床式的吸收塔和再生塔。再生塔排出的尾气 (743°C) 被送往硫酸盐处理装置进行后处理。硫酸盐处理装置排出的烟气经焚烧、热量回收和布袋除尘器后通过烟囱排入大气。

脱硫后的煤气仍含有一定量的固体颗粒,必须在经过陶

瓷过滤器后才送往燃气轮机。脱硫后的煤气的含硫量小于 20×10^{-6} (体积分数)。

Pinon Pine 电站联合循环部分在 1996 年 8~9 月用天然气进行了调试和运行, 并进行了性能试验, 但迄今为止尚未见到该电站气化炉投运的报道, 煤气高温净化尚无工业应用业绩。

3 IGCC 中的空分工艺和系统

3.1 空分工艺及 IGCC 中的空分系统概述

3.1.1 空分工艺概述

对于采用氧气化工艺的 IGCC 机组, 必须专门设置空气分离装置以向气化炉提供高纯度的氧气。IGCC 的空分装置均采用传统的气体低温分离技术。

近年来发展的一些非低温气体分离技术, 如变压吸附 (PSA) 法、膜分离法具有流程简单、成本低等特点, 但在产品纯度和装置的生产能力方面受到局限。变压吸附 (PSA) 法、膜分离法是未来空分技术发展的重要方向之一, 不过在本书中不作详细论述。

3.1.2 IGCC 中的空分系统

空分工艺流程的选择, 以及空分装置与燃气轮机系统的合理连接方式, 对 IGCC 的供电效率、比投资费用、空分装置的设计, 乃至整个机组的运行灵活性和可靠性都有很大影响。

根据空分装置压力的不同, 空分系统可分为: ①低压空分系统, 压力约为 0.6MPa; ②高压空分系统, 压力 1.2MPa 左右或更高。

根据空分装置所需空气来源的不同, 空分系统可分为: ①整体化空分系统, 即空分装置所需全部空气来自压气机; ②独立空分系统, 即空分装置所需全部空气来自独立的空气压缩机; ③部分整体化空分系统, 即空分装置所需部分空气来自压气机, 部分空气来自独立的空气压缩机。以来自压气机的空气流量与空分装置所需全部空气量的比值表征整体化程度。部分整体化空分系统的整体化程度可在 0~100% 之间变化。

由于燃气轮机中的压气机的效率高于一般的空气压缩机, 所以整体化空分系统有利于提高 IGCC 机组的效率; 但在抽气过程中有能量损耗, 又造成一定的负面影响。同独立空分系统相比, 整体化空分系统可使 IGCC 机组效率提高, 而投资可能略有降低 (美国 EPRI 对一个采用整体化空分, 带有 N₂ 气回注和煤气加湿饱和的 IGCC 方案的研究表明, 其投资将比采用独立空分向燃气轮机燃烧室喷注蒸汽的方案低 1%)。整体化空分系统的另一个优点是, 燃气透平的流量增加不多, 可以避免对燃气透平或压气机做较大的改动。整体化空分系统的缺点是降低了 IGCC 机组的启动和运行的灵活性, 控制系统比较复杂。Buggenum IGCC 电站采用的是整体化空分系统, 但后来又加装了一台 50% 容量的独立空气压缩机, 以改善机组的启动性能。

一些文献认为, 采用整体化空分系统的 IGCC 要比采用独立空分系统的效率高 1~2 个百分点。但是在独立空分系统采用多级压缩、中间冷却, 以及更高效的空气压缩机时, 这一差距可减少到 1 个百分点以内。

应指出的是, 空分系统的设计应考虑整体化的影响, 并进行优化设计。例如, 在采用部分整体化空分系统时, 压气机抽气的压力比较高, 在设计空分系统时应考虑如何利用这部分能量。

空分装置涉及低温技术, 在运行方式和启停过程中有其特殊性, 而且低温技术本身还会带来安全性问题, 这些都应当在设计中予以全面考虑和解决。

3.2 采用气体低温分离技术的空分工艺和系统

采用低温技术进行空气分离的基本原理是: 用人工制冷方法将空气冷却成液态, 然后通过精馏工艺把液态空气分离成氧气和氮气。表 13.3-6 列出了空气、氧气等物质的临界压力和临界温度。

表 13.3-6 空气、氧气等物质的临界压力和临界温度

物质名称	空气	氧气	氮气	水	CO ₂
临界温度 (°C)	-140.6	-118.4	-146.9	374.15	31.0
临界压力 (MPa)	3.891	5.250	3.511	22.864	7.630

空气压力低于其临界压力的条件下, 必须使空气冷却到比临界温度更低的温度才能液化。在目前常用的低压 (0.6MPa) 空分设备中, 一般将空气冷却到 -172°C (液化), 然后才进入制氧过程。高压空分装置的压力约 1.2MPa。

空分工艺流程由空气净化、空气液化循环和精馏三个环节组成。为了向气化炉供给氧气, 还有向气化系统供给氧气的环节。空分系统包括的主要设备有空气净化设备、空气压缩机、空气水冷塔、氨水冷却塔、板翅式换热器、双级精馏塔、粗氩塔和氮压机、膨胀机以及液氧泵 (或氧压机) 等。

3.2.1 空气净化

空气中含有少量水蒸气、二氧化碳 (CO₂)、乙炔 (C₂H₂) 和碳氢化合物 (C_nH_m) 及少许灰尘等杂质, 如果这些杂质进入空分装置, 将是非常有害的。固态杂质会磨损设备部件, 尤其威胁高速旋转设备的安全运行, 带入冷却器会污染受热面, 降低传热效果; 水蒸气和 CO₂ 等会在低温条件下相继冻结析出, 从而堵塞气体通道及塔板筛孔; 乙炔和碳氢化合物在精馏塔中积聚过多, 可能引起爆炸。因此, 为提高装置运行的安全性、可靠性和经济性, 必须对空气进行净化。

一般来说, 空气首先经过面式过滤器除去其中的固态杂质, 然后才进入空气压缩机。而压缩后的高压空气将依次通过氨水预冷器和分子筛, 以除去其中的气态杂质。

3.2.2 空气液化循环

空气必须首先用压缩机进行压缩升压, 然后通过净化装置除去其中的气态杂质, 再进入冷箱进行换热、膨胀使其冷却并液化。空气压缩过程最好尽量接近等温压缩, 以使压缩消耗的功率最小, 一般采用多级压缩、中间冷却。采用节流阀或膨胀机可使空气温度降低, 一般采用膨胀机和节流阀节流相结合的方法使空气温度降低到临界温度以下, 使空气液化。压缩、换热和膨胀过程互相联系、不可分割, 构成了完整的空气液化循环。

3.2.3 精馏

液化空气在精馏塔中多级分离, 得到产品气体 O₂ 和 N₂ 等。精馏法分离空气的实质就是利用液态空气中的 O₂ 和 N₂ 的饱和温度 (即沸点) 的不同, 使得在空气的气液两相中 O₂ 和 N₂ 的浓度各不相同的特点, 达到 O₂ 和 N₂ 彼此分离的目的。

3.2.4 氧气和氮气的供给

目前 IGCC 的空分装置采用氧气外压缩工艺。所谓外压缩工艺, 就是从精馏塔得到的液态氧首先通过主换热器加热升温, 转变成氧气, 然后用氧气压缩机提升压力至要求的值。与外压缩对应的是内压缩工艺, 即将精馏塔分离出的液

态氧用液氧泵加压到所要求的压力。

在化工厂已有采用内压缩工艺的实例。如国内某化肥厂采用的内压缩工艺是：液氧从上塔底部抽出，经液氧泵加压至 8.8MPa，在高压氧换热器中与送来的高压氮逆流换热，回热加热至常温后送出冷箱（8.65MPa，32℃）。

采用氧内压缩工艺的优点是：

（1）空分所生产的氧以液态形式不断地送往精馏塔外，使得碳氢化合物（乙炔等）在冷凝蒸发器中富集的可能性很小，有效地防止了精馏塔发生爆炸的危险。

（2）氧气压缩机对密封要求十分严格，如果密封不好产生泄漏，则极易发生爆炸，而液氧泵相比之下要安全得多。

4 IGCC 中的燃气—蒸汽联合循环

4.1 IGCC 中的燃气—蒸汽联合循环的特点

IGCC 中的燃气—蒸汽联合循环与常规联合循环相比有很大的差别。同燃用天然气的联合循环进行比较，主要有以下特点：

（1）燃用经过净化处理的合成气，由于气化工工艺各不相同，再加上可能回注氮气或加湿处理，送到燃气轮机的合成气是低热值或中热值的，流量和成分差别也很大。

（2）联合循环和净化及净化系统的整体性是 IGCC 的重要特点，这种整体性包括气侧、汽水侧、IGCC 的系统和控制等的密切关联，这也是 IGCC 中的燃气—蒸汽联合循环与一般的燃用中低热值煤气和天然气的联合循环的重要差别。

一般在设计 IGCC 电站时，首先需根据用户的要求，从已有的燃气轮机产品系列中选择合适的燃气轮机，然后选择、配置和设计优化的系统，以及气化炉、联合循环设备（汽轮机和余热锅炉）等。即使是同一等级的燃气轮机（如 9F 级或 9E 级），由于采用的燃气轮机产品的不同、合成气的成分的不同、联合循环设备（汽轮机和余热锅炉）的不同，以及系统的不同，IGCC 机组的容量和效率都不相同。燃气轮机是 IGCC 机组的核心设备，是决定 IGCC 机组容量和效率的主要因素。

现在 IGCC 电站中所采用的燃气—蒸汽联合循环都是余热锅炉型的。余热锅炉型联合循环的优点，一是系统比较简单；二是热效率高。一般在燃气轮机进口温度超过 1250℃ 时，余热锅炉型联合循环是所有联合循环中效率最高的。

4.2 IGCC 中的燃气轮机

4.2.1 IGCC 中的燃气轮机的选型

IGCC 中燃气轮机的选型需考虑以下主要问题：

（1）燃气轮机应能满足 IGCC 机组的功率等级的要求。

（2）燃气轮机应能满足 IGCC 机组的净效率的要求。

（3）所选燃气轮机具有燃烧中热值或低热值气体燃料的实践经验，能满足 IGCC 机组所燃用的合成气（包括可能的氮气回注或煤气加湿）的要求。

（4）能满足 IGCC 机组对燃气轮机中的压气机和燃气透平流量匹配的要求，并有相应的运行业绩。

（5）对采用整体化空分或部分整体化空分的 IGCC 机组，要求所选燃气轮机具有从压气机出口抽取空气供给空分系统的改造经验和业绩。

（6）所选燃气轮机具有良好的运行性能和可靠性（包括可靠性、可用性和可维修性）。

4.2.2 IGCC 中的燃气轮机的设计特点和影响因素

一般燃气轮机厂商都提供标准燃料的燃气轮机（天然气

或燃料油）。在 IGCC 中燃气轮机有以下主要特点：

（1）燃用的合成气，取决于煤种和气化工艺等，合成气的成分和热值等与天然气相比有很大的差异，一般为中热值或低热值合成气。

（2）IGCC 的系统和整体化程度的差异，不仅会使合成气的成分和热值发生变化，而且还会使燃气透平的进气流量产生很大的差异。

在燃用中、低热值煤气时，必须改变燃气轮机的燃料系统、燃烧系统和控制系统等。同时，由于热值显著降低和改变了压气机和燃气透平的流量匹配关系，对机组的安全运行会有一定的影响。其中影响较大的有压气机的喘振裕度、轴的扭矩和燃气透平金属部件的温度。因此，IGCC 中燃气轮机必须在天然气燃气轮机的基础上进行改造或特殊设计，才能满足要求。

4.2.2.1 燃料系统的设计

对 IGCC 中的合成气燃料系统改造设计可能包括阀门、合成气管道及安全措施等，以下以 Buggenum IGCC 电站为例加以说明。该电站采用西门子公司 V94.2 型燃气轮机，采用整体化空分系统，氮气回注和饱和器对煤气加湿，煤气预热到 300℃ 后再供给燃气轮机，采用天然气作为备用和启动燃料。

（1）合成气的质量流量为天然气的 10 倍以上。若考虑体积流量，这个比值还要加倍，因为煤气要加热到 300℃。为了降低合成气燃料系统的压降，采用挡板蝶阀作为控制和截止阀，以及采用大直径的燃料气管路（如 DN600）。

（2）合成气是有毒和易爆气体，燃料系统必须采用很高的安全标准：

1) 采用高度密封的管路、抽真空系统和气体探测器。

2) 设置管路的蒸汽和氮气吹洗系统，在合成气运行前后用以吹洗合成气燃料系统管路。

3) 所有的出气口都与中央火焰信号系统相连接。

（3）控制系统作相应的改变。

4.2.2.2 燃烧系统的设计

（1）几种典型燃烧室。主要有分管型、环管型、大容积圆筒型和环型燃烧室。

1) 分管型燃烧室。GE 公司的燃气轮机采用分管燃烧室，在圆周上对称布置多个燃烧室，各燃烧室之间有联焰管相连。

2) 环管型燃烧室。WH/MHI 公司的燃气轮机采用环管燃烧室。

3) 大容积圆筒型燃烧室。西门子和原 ABB 公司早期的燃气轮机采用这种燃烧室。

4) 环型燃烧室，是在环形腔室内布置多个燃烧器。西门子和原 ABB 公司后期开发的燃气轮机采用这种燃烧室。ABB 公司在 GT24 和 GT26 型燃气轮机上还采用了顺序燃烧的两个串联的环型燃烧室。

（2）对燃烧系统设计的要求。燃烧室的设计除了必要的计算以外，还必须进行全尺寸、真实燃料和参数下的燃烧试验。对于分管型燃烧室，各燃烧室都是独立的，只需要对单个燃烧室进行全尺寸、真实燃料和参数下的燃烧试验基本就可以，大大减少了所需要的试验费用。但对于大容积圆筒型燃烧室和环型燃烧室就很难进行全尺寸、真实燃料和参数下的燃烧试验，或者说要进行这种试验就要付出很大的代价。

在 IGCC 机组中使用的燃气轮机的燃烧系统设计是为了：

1) 具有良好的燃烧性能，包括高的燃烧效率、燃烧稳定性、宽广的工作范围等。

2) 很多 IGCC 机组设有备用燃料。这时燃气轮机燃烧室必须是双燃料的燃烧室,既可单独燃用合成气或备用燃料,又可同时燃用两种燃料,且要求有良好的燃料切换性能。

3) 具有良好的污染物排放性能,主要包括低的 NO_x 排放,还有低的 CO 排放等。

在 IGCC 机组中所生产的合成气必须符合制造厂的燃料规范,并得到制造厂的认可。常规燃气轮机的燃烧系统必须经过改造或重新设计,才能在 IGCC 系统中使用。

(3) 燃用中热值煤气的燃烧系统设计。中热值煤气的热值 (LHV) 在 $10.47 \sim 12.56 \text{ MJ/m}^3$ ($2500 \sim 3000 \text{ kcal/m}^3$, 标况下) 范围内。在采用氧气气化工工艺的前提下,在以下情况下的合成气仍是中热值煤气:

1) 向燃烧室喷注一定数量的水蒸气,或在中热值煤气进入燃烧室前用水蒸气饱和湿化。GE 公司的 7E 和 7FA 型燃气轮机在 Cool Water 和 Wabash River IGCC 电站就采用上述方法。

2) 向燃烧室回注氮气,中热值煤气和氮气在进入燃烧室前先用水蒸气饱和湿化。GE 公司的 7F 型燃气轮机在 Tampa IGCC 电站就采用上述方法。

3) 向燃烧室回注氮气,仅氮气在进入燃烧室前先用水蒸气饱和湿化,这种方法可简化系统。

在燃气轮机燃烧室直接燃用中热值煤气时,燃烧过程比较容易组织,燃烧室的改造工作量小,燃烧室的主要几何尺寸(如火焰管的直径和长度等)都不改变,只需要改变燃料喷嘴就可以(当然燃料供应系统要改变设计)。为了控制 NO_x 排放,可以采取向燃烧室喷注水蒸气,或向燃烧室回注氮气,中热值煤气和/或氮气在进入燃烧室前先用水蒸气饱和湿化等方法。

(4) 燃用低热值煤气的燃烧系统设计。热值 (LHV) 低于 6.28 MJ/m^3 (1500 kcal/m^3 , 标况下) 的合成气属于低热值煤气。IGCC 中燃气轮机燃烧室在以下情况燃用的合成气是低热值煤气:

1) 采用空气气化工工艺时,气化炉将向燃烧室供给低热值煤气。

2) 即使是采用氧气气化工工艺,但在有些情况下也将向燃气轮机燃烧室供给低热值煤气,如气化炉产生的中热值合成气在与回注的氮气预先混合后的煤气,也是低热值煤气。

煤气的热值越低,燃烧越难组织。由于低热值煤气的燃烧性能差,燃气轮机的燃烧室必须经过重大改造后才能在 IGCC 机组中采用。

低热值煤气的燃烧主要存在以下问题:

1) 燃烧稳定性差,即机组在低负荷下容易熄火。

2) 理论燃烧温度低,火焰传播速度比较小,在低负荷下容易发生不完全燃烧,使得 CO 排放显著超过环保标准,燃烧效率明显下降,甚至在空负荷工况下也难以达到 90%。

3) 燃用柴油时的排气冒黑烟和 NO_x 排放超过环保标准。

4) 火焰管局部温度甚至比燃用柴油时还高。

4.2.2.3 几种燃烧室的改造设计

(1) 大容积圆筒型燃烧室。荷兰 Buggenum IGCC 电站采用西门子公司 V94.2 型燃气轮机。这种燃气轮机设有两个直立式大型圆筒型燃烧室,在用于 IGCC 电站时,只将安装在燃烧室顶部的 8 个燃烧器改为可以燃用低热值煤气的燃烧器。在燃用低热值煤气时,这种燃烧室改动少,但对比较大型的燃烧室试验成本很大。

在低热值煤气燃烧器开发过程中,该公司曾进行以下试验:

1) 实物尺寸的 1/5,质量流量为 4% 设计流量的试验。

2) 在一家气化厂进行的出力为 12% 的燃烧器试验。

3) 一台全尺寸燃烧器在大气压条件下燃用合成气的试验。

4) 柏林西门子工厂在加压条件下,采用蒸汽和天然气的混合燃料的试验。但唯独缺少在全尺寸、真实煤气和实际运行参数条件下的满负荷试验,主要是由于这种试验成本太高。这意味着必须在 Buggenum IGCC 电站进行西门子新型合成气(低热值煤气)燃烧器的试验和燃烧器改进。经过一段时间后,西门子公司已成功解决启动中无氮气稀释条件下燃烧器的运行、振荡燃烧等问题。

西门子公司燃气轮机已在 Buggenum (V94.2)、Puertollano (V94.3) 和 Priolo Gargallo (ISAB Energy) (V94.2K) IGCC 电站中运行。

(2) 分管型和环管型燃烧室。分管型和环管型燃烧室尺寸小,热容强度高,在燃烧低热值煤气时要做比较大的变动。主要的设计变动有:①燃烧器必须重新设计;②适当增加火焰管的直径和长度,以增加燃烧速度低的合成气在燃烧室中的停留时间;③一次、二次空气要进行重新分配,以适应低热值煤气燃烧时所需要的空气量和防止火焰管局部过热等。虽然改为燃用低热值煤气的改造量大,但是分管燃烧室进行全尺寸、真实煤气和实际运行参数实验所需煤气量小,试验成本低,可能更容易进行改造。

美国 GE 公司的 6B、7E、7FA 型燃气轮机在 IGCC 电站中都有运行业绩。GE 公司针对 Wabash River IGCC 电站专门进行了燃烧室的设计,已经过运行考验。据称这种燃烧室可燃用 $\text{H}_2/\text{CO} > 1.0$ 的热值为 3548 kJ/m^3 (849 kcal/m^3 , 标况下) 的低热值煤气。

原 WH 公司的 W501D5 型燃气轮机(现为西门子公司)被美国 LGT1 和 Tampa IGCC 电站采用,运行时间很长。原 WH 公司燃气轮机的燃烧室都设有调节旁通阀,可以调节一次空气量。

日本三菱公司(MHI)最早从 WH 公司引进燃气轮机技术,属于原 WH 公司技术流派。MHI 公司在燃用低热值煤气的燃烧室设计方面有比较丰富的经验,包括有燃用 740 kcal/m^3 (标况下) 低热值煤气的经验和业绩,这为 MHI 公司发展 IGCC 中使用的燃气轮机奠定了很好的基础。

ABB 公司的 GT13E2 型燃气轮机已用于意大利 API Energia IGCC 电站,电站采用炼油厂的重渣油为气化原料,Texaco 激冷式气化炉和独立空分装置。

4.2.2.4 燃气轮机通流部分改造设计

(1) IGCC 中使用的燃气轮机的工质流量。导致 IGCC 中燃气轮机通流部分的工质流量变化的主要因素有:

1) 气化炉生产的中、低热值煤气的成分和热值显著不同于天然气,特别是低的热值使低热值煤气的流量大大增加。在燃用天然气时,供给燃气轮机的天然气流量仅为压气机流量的 2% 左右;在燃用中热值煤气时,供给燃气轮机的煤气流量为压气机流量的 10% 左右;在燃用低热值煤气时,供给燃气轮机的煤气流量为压气机流量的 20% 左右。

2) 系统整体化的影响,包括空分系统的整体化程度、是否氮气回注和用水蒸气饱和加湿。

根据是氧气气化还是空气气化,是整体化空分、独立空分还是部分整体化空分,是氮气回注还是氮气不回注等条

件,可以把 IGCC 系统分为 9 类:

- a. 氧气气化—采用整体化空分和氮气回注的系统。
- b. 氧气气化—采用整体化空分和氮气不回注的系统,一般不采用这类系统。
- c. 氧气气化—独立空分、氮气回注类系统。
- d. 氧气气化—独立空分、氮气不回注类系统。
- e. 空气气化—气化炉所需空气全部来自燃气轮机压气机抽气。
- f. 空气气化—气化炉所需空气全部来自独立的空气压缩机。
- g. 氧气气化—一部分整体化空分、氮气回注。
- h. 氧气气化—一部分整体化空分、氮气不回注。
- i. 空气气化—气化所需空气部分来自压气机,部分来自独立的空压机。

上述 9 类系统燃气透平流量各不相同。从燃气透平流量讲,采用氧气气化、整体空分和氮气回注的系统与空气气化、气化空气全部来自压气机的系统基本相同;采用氧气气化、独立空分和氮气回注的系统与空气气化、空分所需空气全部来自独立空气压缩机的系统基本相同。在所有系统中,后两种系统的燃气透平的流量最大。

整体化和独立空分系统(氮气均回注)对燃料、压气机和燃气透平流量的影响见表 13.3-7。

表 13.3-7 整体化和独立空分系统对燃气透平流量的影响 %

各处流量		压气机流量	压气机抽气流量(去空分)	燃料流量	燃气透平流量
燃用天然气		100	—	2	约 102
合成气	独立空分	100	—	10~20	110~120
	整体化空分	100	15~20	20~24	102~104

(2) 解决压气机和燃气透平流量匹配的方法。为适应燃烧中、低热值煤气,解决压气机和燃气透平流量匹配的总的方向是:减少压气机的流量,增加燃气透平的通流能力。解决压气机和燃气透平流量匹配的方法有以下 6 种:

1) 改变静叶片安装角。关小压气机进口可转导叶的方法可减少的压气机流量,一般不能超过 20%;若压气机具有多级可调静叶,同时关小进口导叶和减少三级静叶安装角,可使压气机流量减少 30%。

一般情况下,用加大燃气透平叶片安装角的方法最多能使通流能力增加 20%。

2) 改变叶片高度。增加燃气透平各级叶片高度,可以有效地增大燃气透平的通流能力,同时可基本保持燃气透平内效率不变。同样也可以采用切顶的方法来减少压气机的通流面积和流量。

3) 改变压气机级数,增加压气机的压比。采用在压气机末级后或中间级增加一级叶片的方法,压气机流量基本保持不变,而压气机的压比增加。燃气透平由于进口压力提高,使流量增加。

4) 适当降低燃气透平进口温度。根据弗留格尔公式,在燃气透平膨胀比和通流面积不变时,降低燃气透平前燃气进口温度可以提高燃气透平的流量。适当降低燃气透平前温,在机组效率降低不大的前提下,不仅可使燃气透平流量增加,而且可调整机组的出力和叶片的温度,对机组的安全性有好处。

5) 适当选择 IGCC 系统的整体化程度。在设计 IGCC 电站时,IGCC 系统的整体化程度和燃气轮机的选择实际上是双向选择。如果先选定燃气轮机,就只能根据燃气轮机确定 IGCC 系统的整体化程度,如在 Buggenum IGCC 电站中,在选定西门子公司的 V94.2 型燃气轮机后,就只能选择整体化空分系统。如果先选定 IGCC 系统的整体化程度,在燃气轮机不能满足要求时,就必须对燃气轮机的通流部分进行改造。如果 IGCC 系统的整体化程度和燃气轮机的选择是同时进行的话,则可在进行优化分析后确定。

GE 公司用于 IGCC 的燃气轮机,配有抽气模块,其压气机可抽一定比例的空气到气化炉,这样就可以调整压气机和燃气透平的流量匹配。一般由压气机可抽 0~10% 的空气流量,如超过 10% 流量,则燃气轮机改动量可能比较大。

6) 此外,对某些机组可以利用燃气轮机的喘振裕度。如 GE 的燃气轮机喘振裕度比较大,可加以利用。

4.3 关于 IGCC 中的汽轮机和余热锅炉的几个问题

4.3.1 IGCC 中的汽轮机

在 IGCC 机组中,煤气冷却器要产生一部分蒸汽,有水冷壁的气化炉在炉中也产生一部分蒸汽,这些蒸汽的大部分都供给联合循环的蒸汽系统,使汽轮机的功率增加。因此,与常规联合循环相比,燃气轮机功率和汽轮机功率的比值要减少。

以一拖一配置的 V94.2 型常规联合循环为例:在 ISO 工况下,燃气轮机功率为 160.8MW,汽轮机的功率为 86MW,前者与后者的功率比值为 1.87。在 Buggenum IGCC 电站中,采用 V94.2 型燃气轮机,在设计条件下,燃气轮机的功率为 156MW,汽轮机的功率为 128MW,前者与后者的比值为 1.22。与常规联合循环相比,这一比值要小得多。

采用多压蒸汽系统的常规联合循环的汽轮与常规汽轮机相比,有多压补汽的特点。而在 IGCC 机组中,多压补汽的特点更加明显。在采用 IGCC 技术改造老厂时,需要对原有汽轮机进行改造。在新设计的 IGCC 电站中,要采用新设计的汽轮机,功率更大,补汽更多。

4.3.2 IGCC 中的余热锅炉

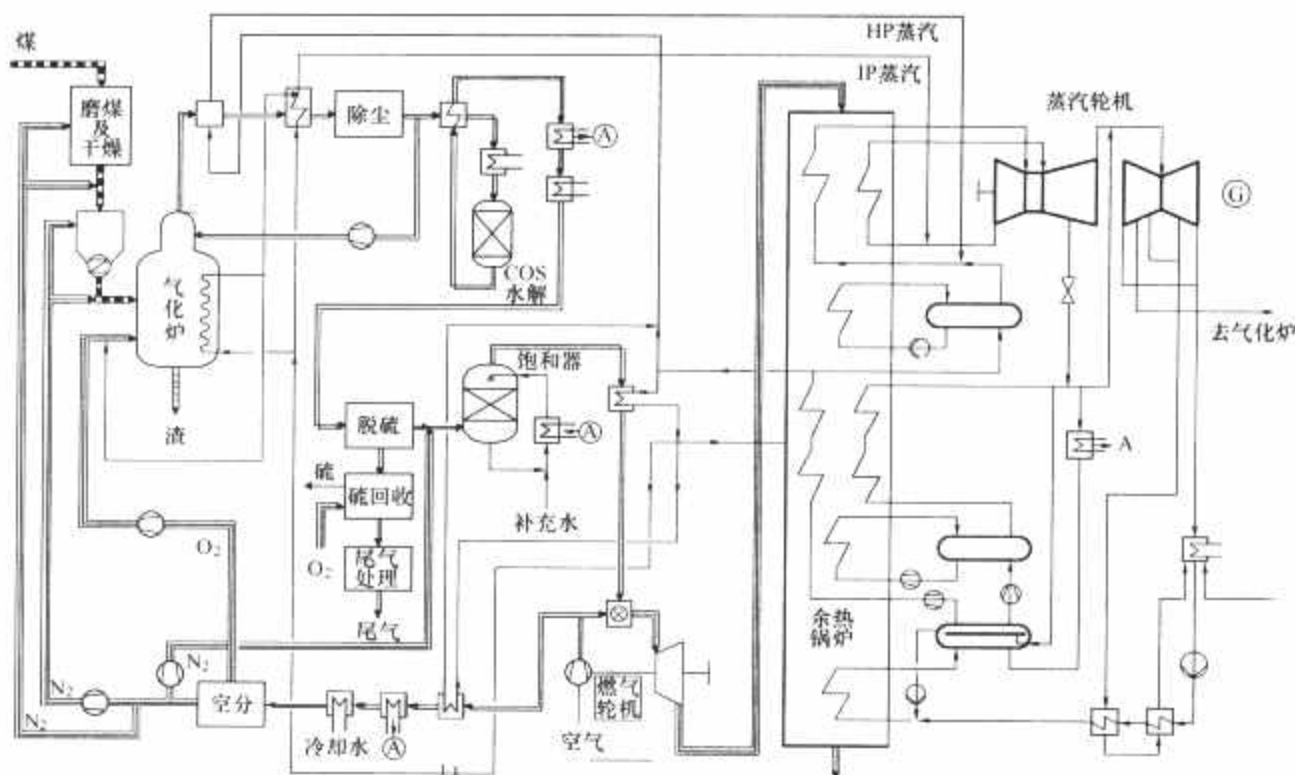
IGCC 中的余热锅炉与常规联合循环中的余热锅炉相比,其最大特点是:①余热锅炉的蒸汽系统和气化岛的蒸汽系统有密切联系;②IGCC 中的余热锅炉必须适应燃用两种燃料的变化。

Buggenum IGCC 电站在设计时,曾对煤气冷却器和余热锅炉汽水系统按夹点原理进行过优化。煤气冷却器仅生产高压和中压饱和蒸汽,只是由于管道输送的原因使其略有过热。余热锅炉按燃用合成气设计,在燃用天然气运行时,由于余热锅炉的省煤器和过热器显得相对较大,而蒸发器显得相对过小,因而会产生一些问题。此时应采取一些措施,如:①借助喷水减温以降低过热度;②为避免省煤器沸腾,可增加省煤器和分离扩容器的再循环水量。

5 IGCC 系统及其整体化特性

5.1 IGCC 系统

本节仅对 IGCC 系统进行工艺方面的描述,以帮助读者对 IGCC 系统有一个比较全面的了解。图 13.3-6 给出了一个 Shell 气化工艺(采用氧气气化、干粉给料气流床)的 IGCC 系统的工艺系统图。



机的压气机抽气到空分装置，称为第二类整体化。

从更广泛的意义说，IGCC 系统的整体化指的是以发电为中心，将气化、煤气净化和联合循环系统和设备的有机集成。IGCC 系统的整体化使得 IGCC 不同于燃用天然气的联合循环、燃用高炉煤气等的低热值煤气联合循环。IGCC 系统的整体化主要包括气侧的整体化和汽水侧的整体化。

IGCC 机组的控制系统则控制整个机组的运行。

5.2.1 气侧的整体化

(1) 空分系统的整体化程度。氧气气化工工艺需要空分装置。本章 3.1.2 已经提到，空分系统可分为整体化空分系统、独立空分系统和部分整体化空分系统，以来自燃气轮机压气机的空气流量与空分装置所需空气流量的比值表征空分系统的整体化程度的大小。

独立空分系统需专门设置一台空气压缩机，设备投资增加，厂用电率比较大，因而 IGCC 电站供电效率较采用整体化空分系统的 IGCC 电站低。但采用独立空分系统的机组启动和运行比采用整体化空分系统的机组更灵活，控制系统更简单。Wabash River、Tampa 等 IGCC 电站均采用独立空分系统。

在 20 世纪 80 年代甚至到 90 年代初，采用独立空分系统的 IGCC 电站的厂用电率高达 20%~23%。但到了 90 年代，由于离心式压缩机效率的提高，加上采用多级中间冷却，以及适当降低气化炉压力，使得采用独立空分系统（无氮气回注）的 IGCC 电站的厂用电率可以降低到 12%~13%。三种不同空分系统的 IGCC 电站的比较见表 13.3-8。

表 13.3-8 三种不同空分系统的 IGCC 电站的比较

电站	Buggenum 电站	Wabash River 电站	Tampa 电站
空分系统	整体化空分，采用高压空分装置，有回注	独立空分，低压空压机三级间冷，无回注	独立空分，采用高压空分装置，有回注
电站净功率 (MW)	253	261.61	250
厂用电 (MW)	31	35.38	63
厂用电率 (%)	10.92	11.91	20.13
供电效率 (%)	43.2(LHV)	37.8(HHV)	41.6(LHV)

注 以上数值均为设计值。

Wabash River IGCC 电站采用高效空气压缩机，带有三级中间冷却，显著降低了厂用电率。由表 13.3-8 可初步估算，如只考虑厂用电的增加，采用独立空分系统（无回注）的 Wabash River IGCC 电站的供电效率只比采用整体化空分系统的 Buggenum 电站降低 0.7 个百分点左右。在有些情况下，由于空气压缩机以及系统配置上的差别，这一差值也可能要大一些。

部分整体化空分系统采用容量较小的独立空气压缩机和燃气轮机的压气机同时供给空分装置空气。在 IGCC 机组启动时，先用天然气或液体燃料启动联合循环机组。在燃气轮机稳定工作后，启动独立的空气压缩机，向高压空分装置供给空分所需空气，以后再启动气化炉生产合成气。在合成气符合要求后，可逐步进行燃气轮机的燃料切换。待燃料切换

完成后，才从燃气轮机的压气机向高压空分装置抽送压缩空气。切换时机组的功率不宜很低。

整体化空分系统一般采用高压空分装置和回注。部分整体化空分系统可能采用高压空分装置比较经济，也有采用低压空分装置的方案。在采用低压空分系统时，也有采用一个膨胀机以利用燃气轮机压气机过高的压力做功的方案。但这一方案系统更复杂，投资也会增加。

部分整体化空分系统的整体化程度可在 0~100%之间进行选择，需进行优化以决定最佳的部分整体化程度，不仅考虑功率和效率，还要考虑运行的灵活性。一般倾向于采用 40%~50%的整体化程度，具体要经过优化计算和分析后确定。采用部分整体化空分系统的 IGCC 电站的控制系统可能比较复杂。目前尚无采用部分整体化空分系统的 IGCC 电站投运。

(2) 空吹气化炉的空气供给。在空气气化工工艺中，气化炉的空气供给主要有两种方案：

1) 气化炉所需空气全部来自压气机抽气，此时气化炉和燃气轮机的压气机联系最紧密，燃气透平的进口燃气质量流量最小，约等于压气机空气和燃烧室所需合成气可燃成分质量流量之和。这种方案类似于氧气气化工工艺中的整体化空分加氮气回注。

2) 气化炉所需空气全部来自专门设置的独立空气压缩机，此时气化炉和压气机的联系比较松散，启动比较灵活，燃气透平进口燃气质量流量大，约等于压气机和独立空压机空气流量，以及燃烧室所需合成气可燃成分质量流量之和。这种方案类似于氧气气化工工艺中的独立空分加氮气回注。

(3) 回注和煤气加湿饱和。IGCC 中的燃气轮机必须有良好的低 NO_x 排放特性，可采用向燃烧室喷注水或水蒸气、空分系统的 N₂ 气回注稀释合成气和煤气加湿饱和等措施。当向燃烧室喷水量很大时，IGCC 的供电效率将显著降低（可能高达 2 个百分点），水耗量也显著增加。

采用空分装置分离的 N₂ 气回注稀释合成气可以降低燃烧温度，从而减少 NO_x 排放。一般整体化空分系统都采用高压空分装置和 N₂ 气回注，有利于提高效率和减少 NO_x 排放。独立空分系统可采用高压，也可采用低压空分装置。一般高压空分装置常采用 N₂ 气回注，低压空分装置不采用 N₂ 气回注。对于部分整体化空分系统，倾向于采用高压空分装置和 N₂ 气回注。

在 IGCC 系统设置饱和器使合成气增湿，也是减少 NO_x 排放的一项措施，在 Buggenum 等电站中都得到应用。但合成气增湿将使合成气的水分增加，有的分析认为这可能使 IGCC 电站的效率降低约 0.5 个百分点。

5.2.2 汽水侧的整体化

(1) 对有水冷壁的气化炉，产生的蒸汽供给余热锅炉的汽水系统，部分蒸汽可供给气化炉作为气化介质。

(2) 在 IGCC 中，一般采用带煤气冷却器流程的气化工工艺。煤气冷却器将合成气的温度从气化炉出口温度冷却到 250~350℃，产生的蒸汽则送往余热锅炉的汽水系统，或送往气化炉。

(3) 气化系统和联合循环系统都要产生废水，废水处理要在 IGCC 中进行综合考虑。

第 4 章 燃煤的增压流化床联合循环

1 燃煤的增压流化床联合循环 (PFBC-CC)

燃煤的增压流化床联合循环 (PFBC-CC) 发电机组的主要设备有煤的石灰石添加装置, 增压流化床锅炉, 高温烟气净化装置, 排灰、渣装置, 燃气轮机, 蒸汽轮机。

燃煤的增压流化床联合循环 (PFBC-CC) 发电的关键技术有: ①煤在增压流化床中的燃烧技术; ② SO_2 脱除技术; ③压力条件下加入煤和脱硫剂; ④热灰、渣的压力排放、冷却、输送; ⑤PFBC 锅炉床内受热面的防磨损、防腐蚀及受热面的合理设计; ⑥高温除尘技术及含尘量的在线检测; ⑦燃气轮机叶片的抗磨损、抗腐蚀; ⑧PFBC 锅炉和燃气轮机的负荷调节及过程控制。

2 增压流化床锅炉 (PFBB)

增压流化床 (PFB) 锅炉, 是增压流化床联合循环 (PFBC-CC) 电站的关键设备。大致可分为两类: 一类为增压鼓泡流化床锅炉 (PBFB), 采用鼓泡流化床燃烧技术; 另一类为增压循环流化床锅炉 (PCFB), 采用循环流化床燃烧技术。

增压鼓泡流化床锅炉 (PBFB) 分为压力壳和燃烧室两部分。其中锅炉燃烧室部分与常压鼓泡流化床锅炉相似。PBFB 的蒸汽循环方式有直流式、强制循环、强制和自然循环复合三种。

锅炉的压力壳是 PBFB 的承压部分, 它承受的压力一般为 $1.0 \sim 1.6 \text{ MPa}$ 。来自轴流式空气压缩机的助燃空气自上而下流过压力壳内腔, 然后进入布风板, 空气温度在 $250 \sim 350^\circ\text{C}$ 之间。启动燃烧室 (燃油或天然气) 设置在布风板下部的风室区。压力壳上部空间布置第一、二级高温旋风除尘器和调节锅炉负荷用的贮料罐。锅炉负荷主要依靠改变流化床高度来调节。锅炉产生的增压热烟气经高温烟气除尘后进入燃气轮机, 排气经省煤器 (余热锅炉) 回收余热后排向烟囱。

PBFB 对煤种适应性很广, 包括各种煤种和石油焦、油页岩等, 燃烧效率大于 99% , 燃用贫煤、无烟煤则需增加飞灰再循环措施。用石灰石除硫, 除硫效率可达 90% , Ca/S 比为 2.0 左右。标准状况下烟气中 NO_x 排放量小于 $200 \sim 250 \text{ mg/m}^3$ 。

2.1 增压流化床锅炉设计的思考

(1) 燃烧室的压力 p_c (自由空间处) 是由联合循环发电系统中的燃气透平的燃气入口压力 p_{GT} 决定的, 即

$$p_c = p_{GT} + \Delta p_{GT} + \Delta p_H + \Delta p_{GV} \quad (13.4-1)$$

燃烧室的空气入口压力, 即空气压缩透平的出口压力 p_{AX} , 是以燃烧室的压力为基础, 即

$$p_{AX} = p_c + \Delta p_B + \Delta p_{AD} + \Delta p_{AT} + \Delta p_{AV} \quad (13.4-2)$$

式中: Δp_{GT} 、 Δp_{AT} 分别为燃气和空气管道的阻力降, Pa; Δp_H 为高温除尘器的阻力降, Pa; Δp_B 为流化床床层阻力

降, Pa; Δp_{AD} 为流化床布风板的阻力降, Pa; Δp_{GV} 、 Δp_{AV} 分别为燃气和空气管路阀门的阻力降, Pa。

例如: P200 型的 PFB 锅炉, 燃烧室的压力为 1.35 MPa , 燃气透平的入口压力为 1.2 MPa ; P800 型的 PFB 锅炉, 燃烧室的压力为 1.5 MPa , 燃气透平入口压力为 1.3 MPa ; 我国徐州 $\times \times$ 发电厂的中试装置, 空气压缩机的出口压力为 0.73 MPa , 燃烧室的压力为 0.66 MPa , 燃气透平的入口压力为 0.6 MPa 。一般情况下, 高温除尘器的阻力降为 $0.3 \times 10^5 \sim 0.4 \times 10^5 \text{ Pa}$, 布风板阻力降为 $3 \times 10^3 \sim 5 \times 10^3 \text{ Pa}$, 阀门阻力降小于或等于 $0.1 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。

(2) 燃烧室的温度。流化床的燃烧的特点之一是低温燃烧, 它的床层燃烧温度高于碳的着火温度, 低于煤灰渣的软化温度。为了使流化床层燃烧时的工况稳定和强化传热, 床层温度选取在 $850 \sim 950^\circ\text{C}$ 范围以内, 比常压流化床略宽一些 (常压流化床的床内最佳脱硫温度为 850°C 左右) 增压流化床即使在 $900 \sim 950^\circ\text{C}$ 之间, 添加剂的固硫效果仍能提高, 因此对于难燃的煤种, 如无烟煤、贫煤, 床层温度可以设计得稍高一些, 如 $900 \sim 920^\circ\text{C}$ 。对于第一代 PFBC-CC 电站, PFB 锅炉的出口温度主要受两方面的制约: ①流化床的床层燃烧温度; ②高温除尘的水平不够高, 例如燃气中含有 300 mg/m^3 (标况下) 左右的粉尘。燃气透平的入口温度要限制在 850°C 以下, 否则对燃气透平叶片的工作条件更为不利, 这就决定了燃烧室的出口温度的上限。

(3) 流化床内的工作流速。对于 PFB 的工作流速 (指状态速度), 一般取流化数为 $3.0 \sim 3.5$, 即 $0.8 \sim 1.2 \text{ m/s}$ 之间。流速的选择以保证良好的流化质量、较小的扬析损失, 以及长的埋管工作寿命为依据。对于燃煤的增压流化床, 与某些颗粒很细的石油、化工流化床不同, 入炉的煤粒直径为 $0 \sim 6 \text{ mm}$, 这种粒径范围下压力对于临界流化速度的影响比较大。如果增压流化床和常压流化床有同样的粒径分布, 两者临界流化速度存在较大差别, 因此增压和常压流化床之间的床层面积设计不能简单看成与压力成反比的关系。如果按流化数相同的原则, 增压流化床与常压流化床之间的床面积之比应当按式 (13.4-3) 来考虑, 即

$$F_p = u_{mf} F / p u_{mf} \quad (13.4-3)$$

式中: F_p 为增压流化床的面积, m^2 ; F 为常压流化床的面积, m^2 ; p 为增压流化床的工作压力, MPa ; u_{mf} 、 u_{mf} 分别为常压和增压下颗粒的临界流化速度, m/s 。

对于流化数相同, 式 (13.4-3) 也可以写作

$$F_p = u_0 F / (u_{0p} p) \quad (13.4-4)$$

式中: u_0 、 u_{0p} 分别为常压和增压下的颗粒表观流化速度, m/s 。

(4) 床层的深度。常压流化床 (AFB) 的流化床高一般为 $1.2 \sim 1.4 \text{ m}$; 而对于增压床来说, 由于床高不再受鼓风机风压的限制, 因此在 $3.5 \sim 4.5 \text{ m}$ 之间。床深对于提高燃烧效率和脱硫效率起重要的作用。AFB 燃烧室中空气和煤反应生成烟气, 它在床内的停留时间仅为 0.5 s 左右; 增压流化床中的烟气停留时间长达 $3 \sim 4 \text{ s}$ 。为了使增压鼓泡流化床

在低负荷时也能有一定的床层深度，它的浓相工作区往往做成锥形。

对于 PFB 而言，有两种不同的情况：如为快速床，则床内无明显的浓相密集区；而对于湍流床而言，流化床依旧存在着浓相区，因此仍有床高的概念。床层的高度一般在 2m 左右，在该区域内形成一个稳定的燃烧高温区，强烈的湍流使得燃料、脱硫剂及床灰得到很充分的混合。因此，PFB 与 AFB 一样，加料点能够很大程度地减少。

2.2 PFB 锅炉的负荷调节

锅炉负荷调节的方法主要有两种手段，即改变床温和改变床高。

2.2.1 改变床温

通过减少燃料的加入量使床温下降，是降低发电负荷的最简单的方法。这样就会引起燃气轮机的入口温度的降低和锅炉蒸汽发生量减少。

(1) 燃气透平入口温度的降低。随着床温的下降，燃烧室的压力、流化速度和过剩空气系数都会相应地变化。最小负荷时，进入燃气透平的燃气压力相当于全负荷时的 60%~70%；空气的质量流量相当于全负荷时的 70%~80%；进入燃气透平的容积流量相当于全负荷的 90%。这时流化床保持良好的流化状态并不成问题。总的来说，空气的质量流量并不减少很多，在全负荷时过剩空气量为 20%~30%，则在最小负荷时过剩空气量可达 60%~70%。

(2) 减少蒸汽的产量。随着床温的降低，减少了对产生蒸汽的传热面的传热量。例如将床温从 900℃降低到 850℃，将使蒸汽透平的输出功率从 100%降低到 79%左右。

改变床温尽管能达到调节负荷的目的，但它的缺点是很明显的。首先，床温降低使燃烧和脱硫都偏离了应有的最佳条件，使燃烧效率和脱硫效率都得不到保证；其次，即便床温以较大幅度降至 800℃，发电负荷调节量也只能达到 30%左右。

2.2.2 改变床高

在减负荷时，利用已流化的床料进行流化压送，使床料快速从流化床内移送至高位的储料斗内储存；加负荷时，利用重力把储料斗内的渣向床层快速添加，这中间利用非机械阀来控制加料速度。这种调节负荷的方法能够取得更好的效果：

(1) 燃气透平的入口烟气温度、压力和流量降低。利用改变床高的方法来调节负荷，使床温保持不变，由于部分埋管暴露于自由空间，使得离开流化床的燃气温度降低，从而使燃气轮机的入口温度降低。这时燃煤量是下降的，过剩空气系数将增加，燃烧室的压力将有所下降，流化速度趋于随负荷下降而略有增大。

(2) 蒸汽负荷减小。由于总传热系数和气体对埋管的传热温差两者随负荷的减少而减小，因此蒸汽产量将下降。

改变床高的调节方式仍能保持床温不变，保证了燃烧和脱硫效率不致大幅下降，发电负荷调节量最大能达到满负荷的 30%~40%，能够满足要求，因此是工业实践选择手段。

图 13.4-1 是德国 Babcock 中试装置 (15MW_{th}) 的快速调节锅炉负荷示意图。ABB 公司的 P200 型、P800 型以及我国 15MWPFBC-CC 中试电站的 PFBC 锅炉负荷调节系统，也类似于此方案。设计要求每分钟能达到 3%的发电负荷改变速率，实践过程能达到该指标。

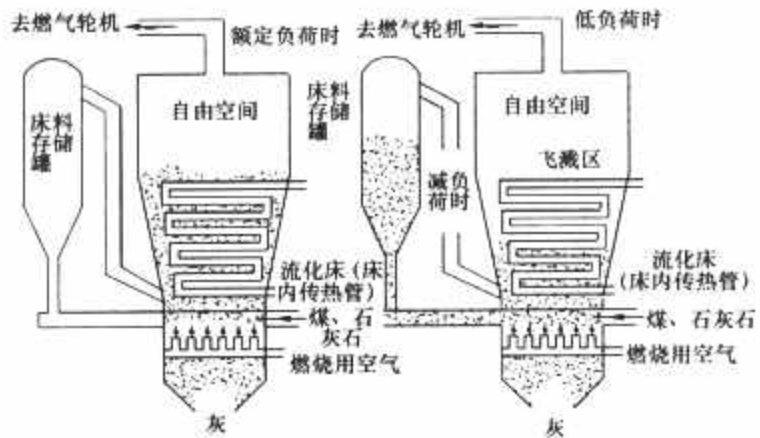


图 13.4-1 德国 Babcock 中试装置快速调节锅炉负荷示意图

3 增压流化床脱硫

增压流化床燃烧与常压流化床一样，通常采用钙基脱硫剂，主要是天然石灰石和白云石。然而，因增压以后使烟气中的 CO₂ 分压按比例提高，使钙基脱硫剂在脱硫过程中的煅烧反应受到抑制，由此产生反应过程的差别。下面对此作简要介绍。

3.1 脱硫剂的煅烧反应

煅烧是吸热反应，石灰石煅烧的反应式为



实验测得 CaCO₃ 分解平衡分压的数据，整理后得出的经验公式为

$$\lg p_{\text{CO}_2} = -\frac{8920}{T} + 7.54 \quad (13.4-6)$$

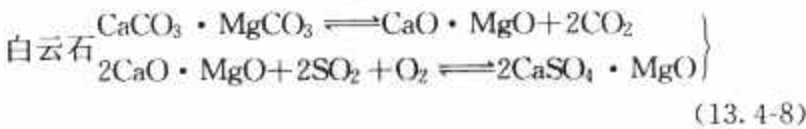
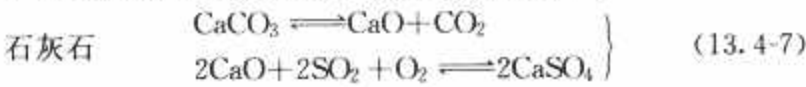
不同温度时 CaCO₃ 的平衡分解压力见表 13.4-1。

表 13.4-1 不同温度时 CaCO₃ 的平衡分解压力

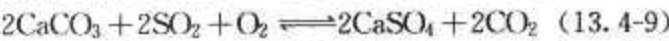
t(℃)	600	700	800	850	910	1000	1100
p _{CO₂} (MPa)	2.1×10 ⁻⁴	2.3×10 ⁻³	0.017	0.0395	0.1	0.34	1.1

3.2 脱硫剂的硫（酸盐）化反应

在流化床燃烧过程中，煤中 SO₂ 脱除是直接在流化床中和燃烧过程同时进行的，其反应方程如下：



增压流化床燃烧过程中，石灰石或白云石仍是一种有效的固硫剂。随着压力的增大，床内 CO₂ 的分压提高，与之相应的石灰石煅烧的平衡分解温度上升。在增压流化床的工作温度和压力（通常温度为 900℃左右，压力为 0.8~1.6MPa）范围内，石灰石不发生煅烧，它的反应方式变为未经煅烧的脱硫剂直接和 SO₂ 反应，其反应式为



在常压下，石灰石的最佳硫化条件为 850℃左右，高于该温度后脱硫效率下降。在加压条件，甚至温度升高至 1000℃，脱硫效率仍未见下降。如图 13.4-2 所示的试验结果，总压为 0.7MPa、温度范围为 850~970℃，分别测试了钙利用率。从图中可见，随着温度提高，钙利用率值继续提高。

加压条件下，石灰石的硫化反应与常压有显著区别。在

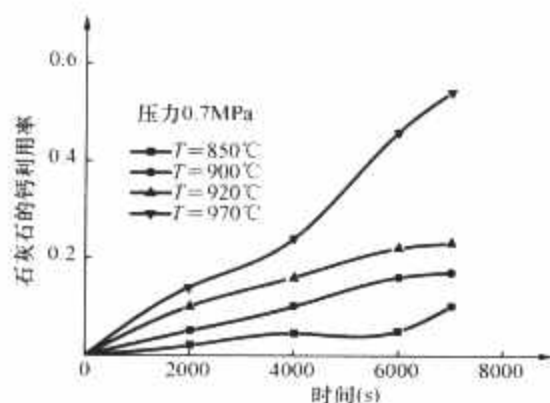


图 13.4-2 不同脱硫温度下铜山石灰石的钙利用率随时间的变化曲线

常压条件下， CaCO_3 利用率增大很快，但其硫化速率在不到 20min 后，即呈显著下降趋势。原因是在硫化反应的初始阶段， CaCO_3 分解生成的 CaO 活性大，孔隙率高，极易和 SO_2 进行硫化反应；随着时间的推迟，生成的 CaSO_4 的摩尔分子体积 ($52.16\text{cm}^3/\text{mol}$) 比 CaO 的摩尔分子体积 ($17.26\text{cm}^3/\text{mol}$) 大，造成孔隙堵塞，使 SO_2 通过 CaSO_4 层扩散至和颗粒内层的 CaO 反应的阻力增大，硫化反应速率变得十分缓慢。而加压条件下， CaCO_3 直接进行硫化反应，起始时 CaCO_3 的反应活性没有 CaO 大，颗粒的孔隙率也比 CaO 小，所以硫化速率也比后者小；然而在增压条件下，由于 SO_2 的分压增大，克服 CaSO_4 层扩散阻力能力加强，孔堵塞的影响减小，使 CaCO_3 直接硫化反应的钙利用率大为提高，试验结果如图 13.4-3 所示。这也是增压流化床脱硫剂使用的 Ca/S 比在较低条件下 ($\text{Ca}/\text{S}=2$ 左右) 能获得较高的脱硫效率的原因。

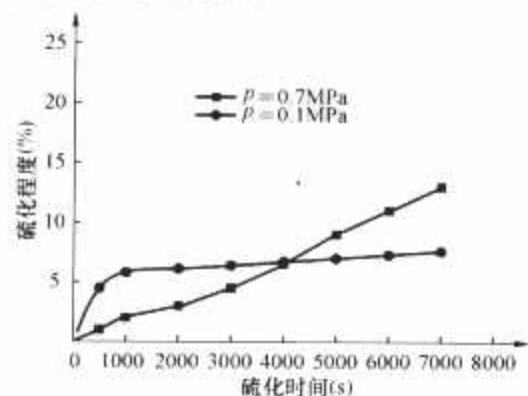


图 13.4-3 常压和加压条件下石灰石的不同硫化特性对比 (徐州铜山石灰石，粒径 $0.56\sim 1\text{mm}$ ，在温度 900°C 下试验)

4 PFBC-CC 的加料系统及灰渣排放系统

4.1 给料装置

给料装置是将煤和脱硫剂（石灰石或白云石）加入增压流化床锅炉的设备。加料主要有干法加料和湿法加料两种方式。湿法加料系统设备简单、操作方便，投资及运行费用低，是 PFBC-CC 电站用得较多的添加方式。湿法添加需将煤及脱硫剂调制成含水为 $24\%\sim 26\%$ 的水煤膏 (CWP)。CWP 中的水分进入炉膛吸热蒸发，最终以蒸汽形式从烟囱排出，导致相当大的显热和潜热损失。然而烟气中水蒸气含量增加，也使进入燃气透平的工质增加，使燃气部分的发电量有所增加，使增加水分造成的损失得到部分的补偿，加之与干法添加相比，辅机动力消耗减少，因此对于热值较高、含硫较低的煤，采用湿法加料发电效率甚至会提高。对于热值较低、含灰量、含硫量均高的煤，湿法添加势必加入过多的水分，从而降低电站的发电

效率，这时以采用干法添加为宜。两种方法在技术上都已趋成熟，成功地用于商业运行。

4.1.1 煤和脱硫剂的干法添加

干法添加就是将干燥的煤和脱硫剂按一定的比例预先混合后，加入锁斗系统的常压仓，在锁式料仓内升压后，再用气力输送装置输送到燃烧室布风板上部的喷嘴喷入炉内。入炉煤的粒度为 $0\sim 6\text{mm}$ ，脱硫剂的粒度为 $0\sim 3\text{mm}$ 。锁斗系统是用阀门隔绝的 3 个料仓。最上部为常压仓；最下部为压力仓，在工作时压力始终比锅炉燃烧室底部的工作压力略高；中间为变压仓，内设充压和泄压的管线。变压仓处于常压状态时，和常压仓连通，常压仓内物料加至变压仓，待变压仓高料位信号发出后，自动关闭通向常压仓的阀门，然后向变压仓充压，当它的压力和压力仓相等后发出均压信号，自动打开它和压力仓之间的阀门，物料开始加入压力仓。当变压仓的低料位信号发出后，自动关闭两仓间的阀门，变压仓泄压至常压，待均压信号发出后，重新和常压仓连通，新的加料周期开始。周期性加料过程由程序控制系统来完成。物料由压力仓流出经过机械设备，例如可调速的叶轮给料机或螺旋给料机，来控制进入气力输送系统送至锅炉燃烧室的加料量。气力输送技术比较成熟，但输送管道的弯头处必须采取防磨措施。中国贾汪 15MW PFBC-CC 中间试验电站、西班牙的 Escatron 电站、德国的 Cottbus 电站、美国 Tidd 电站的脱硫剂部分，都采用干法加料。

4.1.2 煤和脱硫剂的湿法添加

煤和脱硫剂按一定的比例加入搅拌设备，按加入 $24\%\sim 26\%$ 的水配置成水煤膏 (CWP)。CWP 不同于一般的水煤浆，不需要加入防煤粉沉淀的添加剂，煤的粒度在 $0\sim 6\text{mm}$ 以内，脱硫剂在 $0\sim 3\text{mm}$ 。制备的 CWP 必须有良好的可泵性，根据试验和实际工业应用，为使水煤膏有好的可泵性，其中小于 325 目的细粉需占 20% 左右。配置好的水煤膏用活塞泵经管道和喷嘴送入炉内。湿法加料系统最重要的设备和部件是输送泵和喷嘴，一般输送泵采用混凝土泵等定型产品，德国产的液压活塞泵已经过长期商业运行的考验。与干法加料相比，它的优点是系统简单，运行费用低，适合于含硫量和含灰量比较低的煤。瑞典的凡登 (Vartan) 电站、日本的 Karita 电站和 Osaki 电站都是采用煤和脱硫剂的湿法添加。

4.2 排灰渣装置

排灰渣装置包括锅炉的排渣装置和高温除尘器的排灰装置。灰渣排出温度在 $850\sim 900^\circ\text{C}$ 之间，在带压力的条件下工作，排灰渣过程由降压、冷却、输送三个过程组成。

4.2.1 排渣装置

一种常用的排渣装置结构是在流化床底设置一排布风管，并在其上安装风帽代替传统的布风板。炉内底渣穿越风管间的间隙进入其下方的方锥形灰斗内。方锥灰斗由膜式水冷壁围成，其内布有冷渣风管。锥斗下端出口管上设置一个叶轮排渣器或通过 L 形非机械阀，控制排渣速率。工作时锥斗中充满炉渣并缓慢下移，形成一个移动床冷渣器。热渣在锥斗出口被冷却到 300°C 。冷渣器本身相当于锁斗系统的压力仓，冷却后的炉渣排入到变压仓，变压仓经降压后，排至炉渣输送系统，送入渣库。炉渣冷却还可利用浅床流化床冷渣器，冷却后的炉渣同样经锁斗系统排出后至输送系统。冷渣风直接进入炉内助燃，回收冷渣放出的热量。

4.2.2 卸灰装置

常用卸灰方法是高温除尘器除下的飞灰排至灰锁斗系统的压力仓,在相同压力下排至变压仓,经变压仓降至常压后排至灰的输送系统,在输送过程中飞灰冷却至250℃以下,送至储灰仓。

5 烟气净化装置

5.1 工艺要求

进入高温除尘器的烟气压力一般为0.6~1.2MPa,温度为840~870℃。以油和天然气为燃料的工业燃气轮机,其燃气透平入口允许的含尘量为5~10mg/m³(标况下),而以煤为燃料的燃气轮机,要达到这种要求有相当的难度。近10多年来,由于PFBC技术和燃气轮机技术本身的发展,燃气透平叶片采用防磨、防腐的涂层、加厚叶片和改进流道等措施,使得PFBC-CC电站的燃气透平已经能够接受入口烟气中的含尘量为300~350mg/m³(标况下),相应大于10μm的尘埃粒子基本除尽。现在的第一代PFBC-CC电站的高温除尘装置采用二级旋风式高温除尘器,就能达到这种水平。为了使第一代PFBC-CC电站燃气轮机的寿命更长和发展第二代PFBC-CC技术的需要,要求燃气轮机入口烟气的含尘量在30mg/m³(标况下)以下,即要求除尽大于5μm的颗粒,则必须采用高温移动床颗粒层过滤器或高温陶瓷管式或片式过滤器、高温陶瓷纤维袋滤器等方式。

5.2 旋风式高温除尘器

一般采用单管式高效旋风分离器。为了提高分离效率,旋风分离器直径不能太大,因此每级采用多个并联。例如,P200型PFBC装置每级采用7~9组并联的二级高温旋风除尘器,每个直径为1m左右。对于第一级旋风式高温除尘器,因入口灰浓度较高,达20~50g/m³(标况下),要求有耐磨衬里。第二级高温除尘器不能采用耐火材料衬里,必须采用金属壁面。P200型和P800型PFBC装置都采用了多组单管式高效旋风分离器,第二级高温除尘器的出口含尘量为350~400mg/m³(标况下),基本达到在商用PFBC装置中除尽大于10μm的尘粒的要求。为了达到更好效果,我国贾汪15MWP FBC-CC中间试验电站第二级高温除尘采用小多管式旋风分离器,小多管的单管旋风筒的直径为200~300mm,取得了更好的技术指标,出口烟气中大于8μm的尘粒已基本除尽。

5.3 高温移动床颗粒层过滤器

这种装置依靠烟气流过移动颗粒层,将烟气中的含尘颗粒过滤下来,能够除尽大于5μm的颗粒。主要的技术难点是在高温下的反吹及输送,目前尚未能达到工业应用。

5.4 高温陶瓷管式过滤器

这种过滤器由多根耐高温的陶瓷多孔滤料管组合,含尘烟气在滤料管的外部进入,净化后的烟气从管内流出。滤料管上沉积的尘粒,经周期性反吹后排除,使滤料管长时间内阻力特性保持不变。它能够除尽大于5μm的颗粒,出口烟气含尘量在5mg/m³(标况下)以下。关键技术为:①滤料管必须有强的抗热振性和一定的耐腐蚀性;②脉冲反吹系统必须具有良好的性能,使滤料管的压降稳定;③滤料管和管板间的固定和密封。德国和日本目前处于技术领先地位,日

本北海道的苫东厚真(Tomato-atsuma)80MWPFB-CC电站中,第二级高温除尘采用了陶瓷管式过滤器,烟气入口温度要求低于800℃,已能实现连续运行,其大修周期为2年。当烟气入口温度高于800℃时,煤灰开始出现团聚现象,在反吹清灰过程中不易被清除,使过滤器流动阻力不断增大,不能实现长时间工作。到目前为止,高于800℃、适用于燃煤烟气的过滤式除尘器尚未成功。

6 适用于PFBC-CC系统的燃气轮机

6.1 PFBC-CC系统应用的燃气透平工作条件

PFBC-CC系统应用的燃气透平,它的烟气入口温度在830~860℃之间,压力为1.0~1.2MPa。燃气中粉尘(煤灰和脱硫剂细颗粒)含量为150~300mg/m³(标况下),进入燃气透平的燃气中Na、K含量在(4~7)×10⁻⁶(质量含量)之间(相当于煤和石灰石中碱金属的含量2%),含Cl为(3~5)×10⁻⁶(质量含量),它的SO₃含量随着燃气中SO₂浓度而变化,因此估计SO₃的含量在(10~21)×10⁻⁶(体积含量)之间。因为燃气中有碱金属化合物、氯化物和SO₃的存在,说明用于PFBC-CC发电技术的燃气透平,除了需要解决磨损、沉积问题以外,还需要解决燃气透平叶片的腐蚀问题。另外,PFBC-CC系统中的燃气轮机在电力负荷变化时,它的负荷调节方式完全不同于以油和天然气为燃料的工业燃气轮机,因为它的压气机和燃气透平的工作与增压流化床锅炉的负荷密切相关,比工业燃气透平的控制条件要复杂一些。因此PFBC系统的燃气轮机需要解决上述问题外,还有它特殊的负荷调节控制问题。对于第二代的PFBC-CC系统,由于进入燃气轮机烟气的温度在1100~1200℃之间,因此它的燃气中含尘量必须达到或接近于用油或天然气为燃料的工业燃气透平所允许的水平(小于20×10⁻⁶W),这样,它的主要问题已不是透平叶片防磨损问题,而是要解决高水平的高温除尘器,例如陶瓷过滤式高温除尘器。经过多年研究之后,认识到进入陶瓷过滤式除尘器的含尘煤气或者烟气,其温度均不宜过高,煤气宜在500℃左右,烟气宜在800℃以下。

6.2 燃气透平的磨蚀

除了PFBC-CC系统以外,催化裂化装置的动力回收烟气透平、高炉炉顶排气压力回收的煤气透平等的工质的固体颗粒浓度均比较高。为了减小灰粒磨蚀产生的有害影响,有必要了解粒子的流线及其对叶片的可能冲击点和冲击特性,因此研究流过轴流式透平机械叶片流道的粒子运动规律是很重要的。灰粒在气流中的速度,一般认为小于5μm的粒子,基本上是随气流运动的,对于叶片的磨损很小。大颗粒流过燃气透平,其速度明显滞后于气体速度,它的速度三角形与气体速度三角形有很大差别。较大颗粒经离心力的作用,偏离气体流线,打击到叶片的压力面,尤其对压力面出气边造成较大的磨损。而且小颗粒较少出现反弹,大颗粒的反弹情况要多得多。小粒子冲击整个叶片压力面,大粒子则集中于叶片压力面的上部。

多级透平中的第一级静叶,最大磨蚀发生在叶片出气边上,第一级动叶发生在进气边上三分之一叶高附近。无论最大磨蚀和叶片总体磨蚀,第一级动叶叶栅都最为严重。

由于动叶损坏较静叶严重,因此应采用大反动度(Ω=0.4~0.5),使动叶进口速度降低。应合理选择叶片扭曲规律,使叶片从根部至顶部的气流速度变化不至于过大。还要

调整好进气角，避免达到最大磨蚀冲角。叶型设计要适当加厚叶片后缘。在满足气动参数情况下，尽量使压力面趋于平直，减少颗粒对叶片的撞击。

6.3 腐蚀作用

对于燃煤的燃气透平，腐蚀有它的特殊性。通常燃气透平的腐蚀，以氧化作用和硫化作用最为突出。图 13.4-4 是 In792 材料在高温下氧化增重的曲线图，产生的氧化层有可能剥落，引起叶片材料的不断损失。GE 公司的研究也有类似的报道，当燃气温度从 871℃ 升高到 982℃ 时，氧化速度增加了 2 倍。

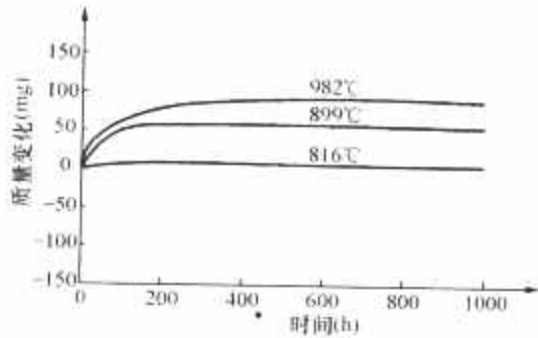


图 13.4-4 In792 材料的氧化曲线

燃气透平叶片的热腐蚀的形成机理比较复杂，因为燃气中含有各种由燃料及脱硫剂带来的某些成分和杂质，例如 Na、K、Cl 等元素，以及燃气中气相形态的 SO₃ 等。它们在燃烧过程中相互作用，生成 Na₂SO₄、NaCl、K₂SO₄ 等多种盐类物质，往往沉积在叶片表面，与金属表面进行复杂的化学反应，形成热腐蚀。热腐蚀分为两类：①高温热腐蚀，典型温度为 825~950℃，主要由 Na₂SO₄ 沉积盐引发；②低温热腐蚀，典型温度为 600~800℃，原因是复杂的硫酸盐，以及 SO₃ 的存在。

6.3.1 高温热腐蚀过程

通常认为热腐蚀是含碱金属的盐沉积在金属的表面，使燃气透平的叶片加速了氧化。Na₂SO₄ 沉积是高温热腐蚀的主要因素，但必须是 Na₂SO₄ 的熔融态才会对金属基体起加速破坏作用。Na₂SO₄ 的熔点是 884℃；露点是 950℃，超过露点温度就不会沉积在金属的表面；高温热腐蚀的下限是 825℃。由于 Na₂SO₄ 不一定很纯，含杂质降低了它的熔点，所以 825℃ 是一个近似的温度限。

6.3.2 低温腐蚀的过程和机理

燃气中存在 Na₂O 和 K₂O、NaCl、SO₂、SO₃ 及 O₂ 等，还存在着其他微量金属元素或化合物，反应生成碱金属硫酸盐。这种复合的碱金属硫酸盐要比 Na₂SO₄ 的熔点低很多，它们的存在是产生低温热腐蚀的重要条件，见表 13.4-2。

表 13.4-2 硫酸盐和硫酸盐低熔点共熔物的熔点 /℃

物质名称	低熔点共熔物的熔点	单一物质的熔点
Fe ₂ (SO ₄) ₃ -Na ₂ SO ₄	620	Fe ₂ (SO ₄) ₃ 680
CuSO ₄ -Na ₂ SO ₄	523	CuSO ₄ 771
CoSO ₄ -Na ₂ SO ₄	575	CoSO ₄ 800
NiSO ₄ -Na ₂ SO ₄	671	NiSO ₄ 948
ZnSO ₄ -Na ₂ SO ₄	472	ZnSO ₄ 730
PbSO ₄ -Na ₂ SO ₄	741	PbSO ₄ 1000
		Na ₂ SO ₄ 884
		K ₂ SO ₄ 1074

燃气中的 SO₃ 和合金表面的 MeO 在低温下形成稳定的 MeSO₄，在一定的条件下形成 Na₂SO₄-MeSO₄，或者 K₂SO₄-MeSO₄，这些 Ni 或 Co 的氧化物通过液态硫酸盐迅速融化，破坏了保护性的氧化膜的形成，导致合金基体迅速破坏，这就是低温腐蚀的根本原因。

金属基体中的 Ni 和 Co 的硫酸盐何种情况下转变为液相，取决于它们在与 Na₂SO₄（或 K₂SO₄）组成的系统中的活度、燃气温度和燃气中 SO₃ 的分压。例如在 Na₂SO₄-NiSO₄ 和 Na₂SO₄-CoSO₄ 系相图上，都有一个共晶点，共晶点温度分别为 671℃ 和 575℃。高于这个温度就有液相出现。形成低熔点的复杂硫酸盐的重要条件就是要有较高的 SO₃ 分压。主气流中 SO₃ 的浓度往往不足以产生上述反应。

最初，金属表面有一层保护性氧化层（如 Al₂O₃、Cr₂O₃）（I），钾盐、钠盐沉积到材料的表面形成熔融粘结剂（II），燃气中的小颗粒沉积到熔盐层的外层形成一种多孔疏松的晶体结构，其主要成分是碱金属硫酸盐 K₂SO₄ 或 Na₂SO₄，其中含有较高浓度的 SO₃ 气体（III），SO₃ 和碱金属盐、氧化层反应生成熔点更低的化合物，破坏了氧化层的保护作用，而新的氧化层的形成又会产生新的腐蚀（IV），气体和颗粒的冲蚀作用将低熔点的化合物外面的固体灰渣冲掉，重新构成疏松层（V）。上述的过程不断的出现，使基体金属不断遭受损失。

由于低温腐蚀产生于较低的温度下，合金中没有明显的扩散过程，所以在单纯低温腐蚀的样品上，基体合金的熔解只发生在有液态盐的地方，它的分布是不均匀的，常出现点腐蚀的形貌，这是低温腐蚀的特征之一。

对于 PFBC 系统燃气中的 SO₃，由于 PFBC 燃烧室是除硫的，可知 SO₃ 的分压会很低。它的最大限度除硫率通常是 90%，但是 PFBC 的运行压力达到 1MPa，所以硫氧化物的分压与常压流化床大致相同。更进一步看，氧的分压增大将有利于使 SO₂ 氧化为 SO₃，系统中的灰渣和金属物质将起到一种催化作用。因此 PFBC 的 SO₃ 分压可能大于常规系统，实测也反映了这种情况。

6.3.3 燃气中 K、Ca、Cl₂ 的作用

K 的存在减低了产生低温腐蚀的温度，降低产生低温热腐蚀所必需的 SO₃ 分压，扩大了产生低温热腐蚀的温度范围。例如 Na₂SO₄-CoSO₄ 的熔点为 575℃（1 个大气压），当存在 Na₂SO₄-K₂SO₄-CoSO₄ 和 K₂SO₄-CoSO₄ 时，其熔点为 555℃ 和 535℃，熔点温度分别降低 20℃ 和 40℃。700℃ 时，在不存在 K₂SO₄ 的情况下，出现液相所需的 $p_{SO_3} > 2 \times 10^{-5}$ 大气压；而有 K₂SO₄ 存在时，出现液相所需的 $p_{SO_3} \approx 0.6 \times 10^{-5}$ 大气压，说明含 K 危害严重。

燃气透平叶片沉积物中 Ca 是以 CaO 和 CaSO₄ 的形式存在的。当沉积物至氧化层界面上， p_{O_2} 很低时，CaSO₄ 不稳定，可以提供 S，从而与氧化物产生固相反应，CaO 在保护性氧化层中存在，使氧化层产生晶格畸变而失去保护作用，产生腐蚀。燃料中含有碱金属及氯较少时，沉积物比较致密，金属的腐蚀主要以上述方式产生。

燃料中含有较多碱金属和氯时，沉积物是多孔的，它可以在沉积物和氧化物之间造成硫化作用的微环境。如果金属的氧化物界面上缺氧，孔导致局部的 p_{S_2} 升高，这样产生的腐蚀，比 CaSO₄ 分解造成的腐蚀要严重，而且 Ca 很少进入氧化层中。

碱金属氯化物的存在是产生热腐蚀的重要条件之一。由于氯的存在，它能延缓保护氧化膜的形成，氧化膜形成能力

减弱,加速了对金属的腐蚀。另外它也是使沉积物多孔的原因。

6.4 叶片采用涂层和包覆防止腐蚀、磨损

采用涂层总的目的是为高强度的材料提供对腐蚀的保护。涂层将形成 Cr_2O_3 或 Al_2O_3 的保护膜,涂层中所含有的Cr、Al以及其他元素含量的水平,不宜用于基体材料,否则要影响基体材料的强度。

涂层有扩散和覆盖两种不同的结构。扩散涂层是将涂层材料扩散到基体材料,它的典型工艺有磁控溅射或真空电弧镀膜。例如Pt-Cr-Al涂层,它采用电镀渗透扩散,使表面实际上成为Ni-Al和Pt及Cr的固熔体。这类涂层的厚度大约为75~120 μm 。表13.4-3是两种基体合金和两种防护涂层的名义成分。覆盖涂层不同于扩散涂层,这种涂层和基体材料并不是相互渗透的。正因如此,它们的成分灵活性就更大,厚度可达200~250 μm ,典型工艺为电子束气相沉积和等离子喷涂。

表 13.4-3 涂层或基体合金的成分(质量分数) %

	Ni	Fe	Co	Cr	Al	Ti	Mo	W	其他
CoCrAlSi (涂层)	—	—	余	30	6	—	—	—	Si
NiCrAlY (涂层)	余	—	—	40	10	—	—	—	Y
GH864 (基体合金)	—	13.5	13.5	19.5	1.3	3.0	4.3	—	Zr, B
K 13 (基体合金)	—	余	15	15	1.8	3.5	—	—	B

我国由于海上工作的燃气透平或者使用重油等劣质液体燃料的燃气透平,以及用煤制气的燃气透平的客观需要,航空航天部621所、703所、中国科学院金属腐蚀和防护研究所、北京科技大学等都对涂层工艺有着较深入的研究,并取得了实际应用的成绩。北京科技大学和湖南冶金材料研究所联合研制用于FCC(催化裂化)装置的烟气透平叶片上的长城1号涂层(等离子喷涂工艺),它的防止磨损的效果十分显著,至今已在近30台国产烟气透平中得到应用,有的抗磨叶片的寿命已超过 $3 \times 10^4 \text{h}$ 。用于PFBC-CC中试电站的燃气透平的防磨、抗腐蚀涂层,是在上述的研究工作基础上发展的。瑞典ABB公司研制的用于360MW的PFBC-CC电站的燃气透平,叶片采用了防腐、防磨涂层及其他措施,在实际使用12000h以后,未见有明显的磨损、腐蚀情况,说明其技术措施是成功的。

6.5 燃气轮机的调控要求

对于PFBC-CC系统来说,它的调控要求显然和用天然气、油为燃料的联合循环发电系统有很大的区别。前者,它的燃烧系统是增压流化床锅炉,流化床锅炉本身的容积要比燃用天然气和油的燃烧室大许多。燃煤过程燃料和助燃空气量以及其他参数(如床层高度、加煤量)的变化,使燃烧室的温度、压力等参数的相应变化要比后者滞后得多。而且,PFBC-CC系统实现电力负荷调节,首先是通过调节PFBC锅炉的蒸汽负荷,来调节蒸汽轮机的发电量,这是主过程。这时燃气透平入口参数及其发电量出现相应的变化,这个过

程是随动的。

在前面PFBC锅炉章节已经提到了PFBC-CC系统的电力负荷调节过程,有两种主要调节方式:①调节燃料量及空气量;②调节流化床的床高。实际工作中,二者是综合应用的,调节床高是主要手段,床高变化的同时,流化风量和燃料量相应随之调节。若系统采用的是单轴燃气轮机装置,即燃气透平、轴流式空气压缩机和发电机都在同轴的恒定转速下工作,由于轴流式空气压缩机的压比—流量特性曲线是很陡的,流量的可调节范围很小,即使各级静叶角度全部做成可调,其总的流量调节范围也只有70%~110%。如果系统采用的是双轴燃气轮机装置,高压侧是高压燃气透平,它驱动高压压缩机和发电机,该轴转速和电网同步,因此是恒速的。低压侧是低压燃气透平,驱动低压空气压缩机,它的转速是不同步的,随着负荷的变化,低压压缩机所产生的空气流量和压力,在大部分电力负荷变动的范围内,能够使锅炉的流化速度大致保持恒定,过剩空气系数的变化相对也比较小。相对恒定的过剩空气系数和流化速度,能够使得高温旋风除尘器也能够在此工况下工作,以保持比较高的分离效率。ABB公司生产的用于PFBC-CC电站的燃气轮机系统是双轴系统,因此具有较好的调控性能。单轴燃气轮机系统调节灵活性相对要差些。

7 应用实例

表13.4-4列出了6座正在商业运行和2座已完成商业验证的电站的主要技术数据和指标。图13.4-5为德国的Cottbus电站流程图,图13.4-6为日本荻田(KARITA)电站流程图。应用实例说明PFBC-CC电站技术是成功的,表现在以下几个方面:

(1) PFBC-CC电站大型化商业运行已经获得成功。与相同参数的常规煤粉凝汽式电站相比,PFBC-CC电站的发电净效率可高出2~4个百分点。

(2) 无需增加特殊设备,PFBC-CC电站的污染排放物可以达到或接近欧盟对燃煤电站规定的排放标准。

(3) 实践已证明PFBC-CC对燃料的适应性广。

(4) 应用两级高温旋风式除尘器除尘,燃气透平叶片的磨损相当轻微,燃气透平叶片需经过抗磨损涂层处理。如日本360MW的荻田(Karita)电站,它的燃气透平在经过12000h运行以后,叶片磨损极其轻微,仅有少量积灰。

(5) PFBC-CC电站的可利用系数已经大于90%。

(6) PFBC-CC电站既适用于新建电站,也适用于改造已有的旧电站。经改造的旧电站,可增加20%的电站输出功率,保留1/3原有设备,投资比新建电站可减少20%~40%。

(7) 与常规燃煤电站相比,PFBC-CC占地面积仅为前者的60%。

PFBC-CC电站也存在以下不足之处:

(1) 燃气透平入口温度受到限制,使发电净效率进一步提高受到了限制。

(2) 由于处于商业化初期,尚处于单件生产方式,使目前电站总投资高于有脱硫、脱硝的常规电站10%~15%,运行费用能够持平。需待市场扩大后达到批量生产才能形成竞争力。

(3) 对于某些煤种,如黑褐煤经燃烧后烟气中腐蚀性成分比较大,对燃气透平的叶片腐蚀比较显著,有待进一步完善透平叶片抗腐蚀的能力。

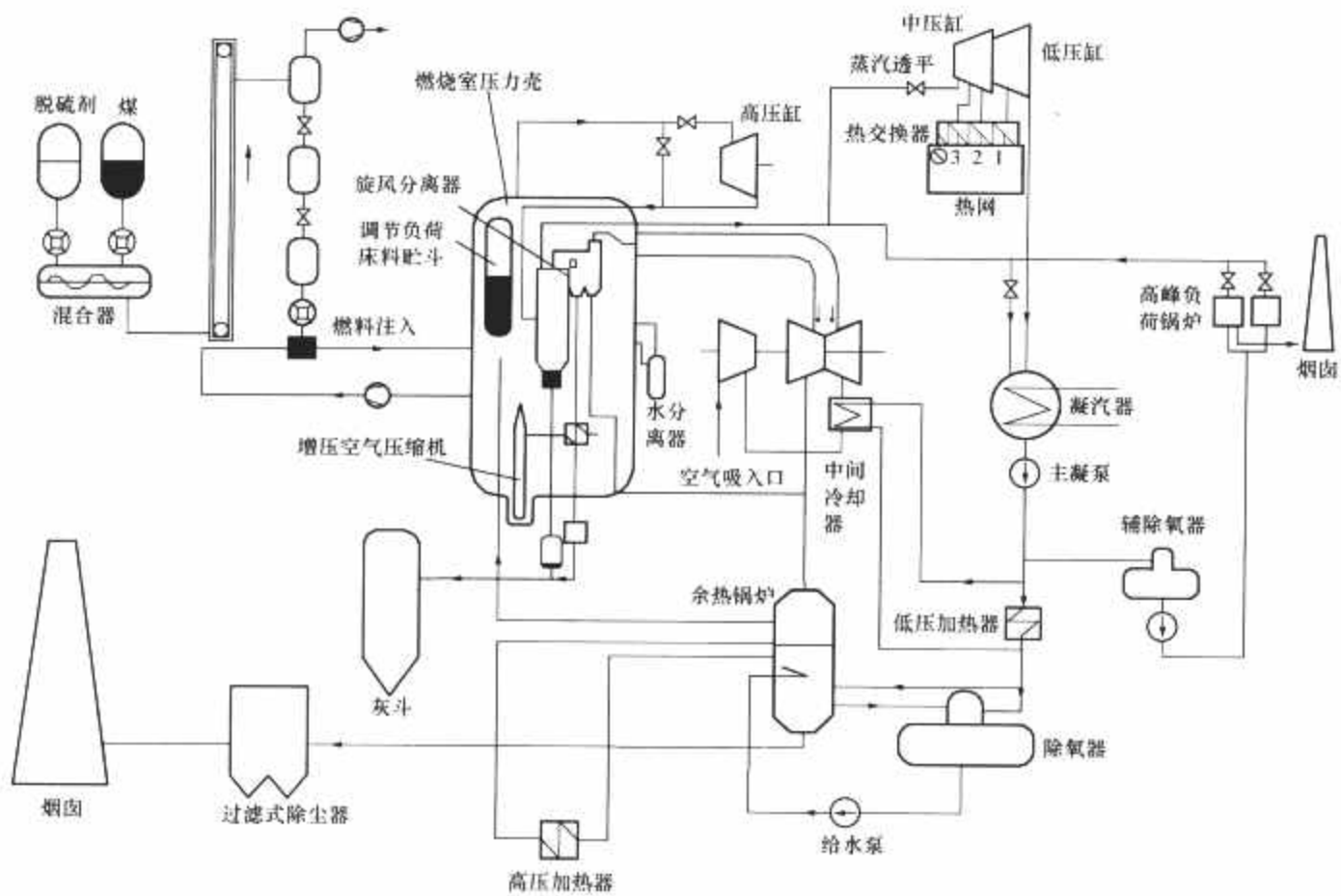


图 13.4-5 德国 Cottbus PFBC-CC 电站流程

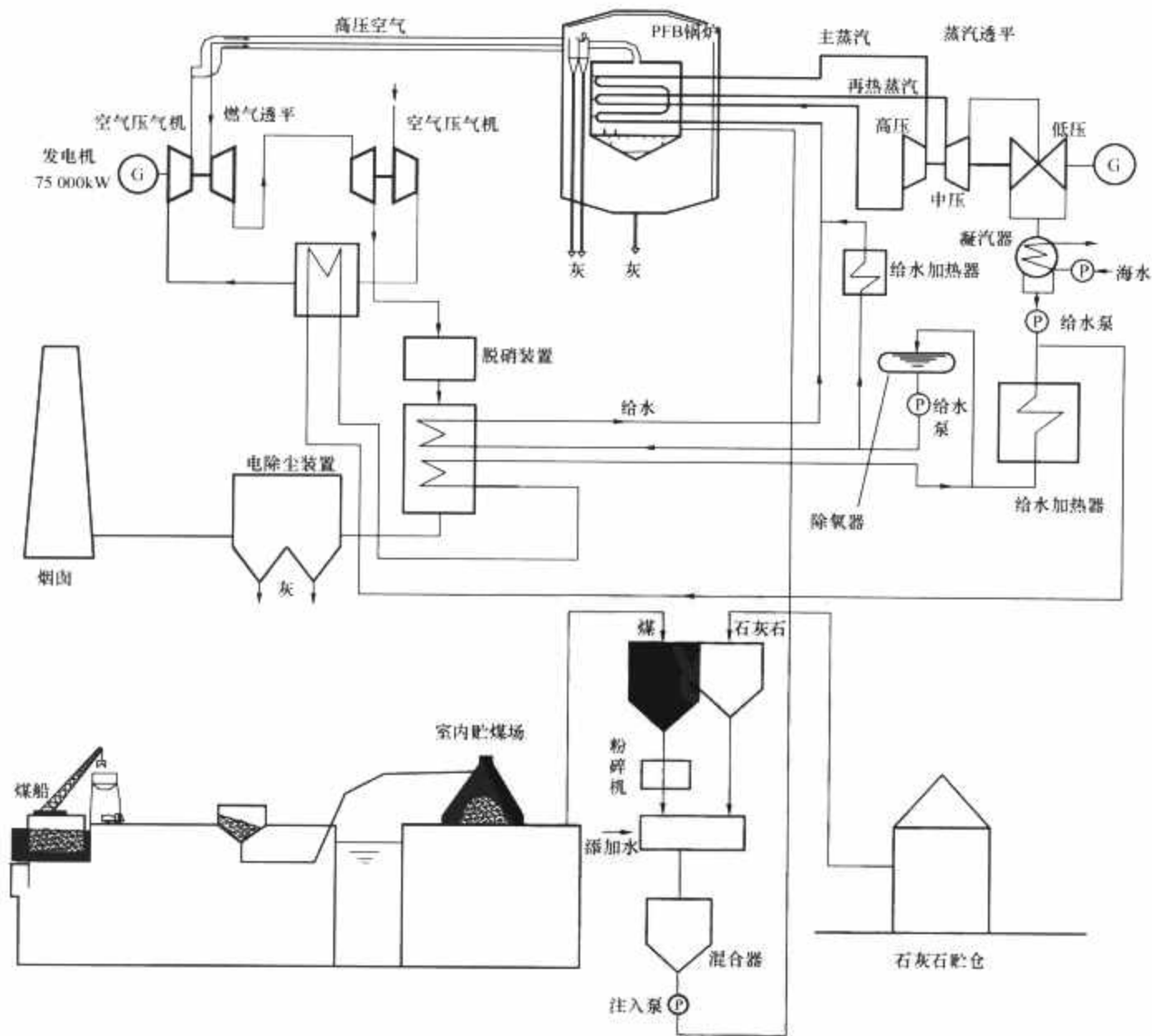


图 13.4-6 日本 KARITA PFBC-CC 电站流程

表 13.4-4 商业运行和商业验证 PFBC 机组参数性能表

项 目		苦东厚真发站 (TOMATOH)	大崎发电站 (OSAKI)	苜田发电站 (Karita)	Värtan	Tidd	Escatron	Wakam- tsu	Cottbus
总发电量/供热(MW)		85	250	360	135/224	70.0	79.0	71.0	62/90
汽机/燃机发电(MW)		73.9	215	290	108	57.1	62.5	56.2	60
投运时间		1998.3	2000.11	2001.7	1994	1990/1995	1990.11	1993/1999	1998/1999
PFBC 锅炉	炉膛温度(℃)	870(运行 907)	865	870	860	860	860	860	840
	炉膛压力(MPa)	1.08	1.0	1.68	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2
	最大床高(m)	4.65	4(双炉膛)	4.2	3.5	3.5	3.5	3.5	
	給料方式	干法送料	湿法	湿法	湿法	湿法	干法	湿法	干法
煤种	煤种	加拿大烟煤	澳大利亚烟煤	中国大同烟煤	烟煤	烟煤	褐煤	烟煤	褐煤
	热值(MJ/kg)	—	—	—	22.4~ 29.0	23.3~ 28.5	8.5~ 19.9	24.2~ 29.9	19.0
	硫含量(%)	—	—	—	1.0	3.4~4.0	6.8	0.3~1.2	0.8
	灰含量(%)	—	—	—	8~12	12~20	23~47	2~18	5~6
	湿含量(%)	—	—	—	6~15	5~15	14~20	8~26	16~25
除尘 系统	烟气除尘方式	旋风/陶瓷过滤	二级旋风除尘器	二级旋风除尘器	二级旋风	二级旋风	二级旋风	旋风/陶瓷 过滤	二级旋风
	烟气含尘(mg/m ³ , 标况下)	<28	1000 (效率 95%)	<400	<400	<400	<400	<5	<400
燃气 透平	入口温度(℃)	831	840	850	830	830	830	822	830
	入口压力(MPa)	0.95	0.85	1.3	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95
	燃气透平叶片	基本无磨损	磨损严重	轻微磨损	轻微磨损	—	—	—	腐蚀引 起磨损
汽机	主蒸汽压力(MPa)	16.57	16.6	25.0	13.7	9.0	9.4	10.3	14.2
	主蒸汽/再热温 度(℃)	566/538	566/593	570/595	530	496	513	595/593	537/537
污染 控制	SO ₂ 排放(mg/m ³ , 标况下)	<119	<76	<76(设计) <18(运行)	70/52	510/255	214/219	119/76	115
	NO _x 排放(mg/ m ³ , 标况下)	<98	<19	<60(设计) <38(运行)	119/114	510/200	119/200	257/171	115
系统 性能	发电效率(%)	40.1	42(最佳)	42.5(设计) 42.8(运行)	89(供热)	36.4	35.0	37.5	—
	供电效率(%)	—	39	41.2(设计) 41.8(运行)	—	—	—	—	—

8 工业应用前景

目前, PFBC-CC 电站由于有良好的运行情况, 原定的高效和洁净目标得以实现; 加上燃料适应性广, 常规电站难以使用的劣质煤也能应用; 电站占地紧凑, 很适宜于旧电站的改造。但是固有的燃气轮机循环发电部分的优势利用不足的弱点, 限制了它的发展, 即使如发电量为 360MW 的日本 Karita 电站, 比相同参数的纯凝汽常规电站净发电效率只高出 2 个百分点。以煤的部分气化为基础的 APFBC-CC 发电技术, 能够比较充分地发挥燃气轮机循环部分的优势, 电站的发电效率能达到 50% 左右, 发电净效率比相同蒸汽参数的常规电站高出 5~7 个百分点, 尽管目前尚未实现商业验证, 但该技术路线被认为在洁净煤发电技术中将是具有竞争力的。然而由于天然气燃气/蒸汽联合循环电站初投资低, 建设周期短, 环境排放指标优越, 联合循环发电效率高等突出优点, 加上 20 世纪 90 年代至 21 世纪头两年石油和天然气价格低, 因此发达国家新上电站大多采用天然气发电, 燃煤电站市场相对萧条, 洁净煤发电新技术发展的势头受到很大遏制。加上美国 PSDF 装置试验不顺利, 使整个 APFBC-CC 等新技术研究计划进展直接受到了很大影响。近年来, 由于

世界范围能源形势紧张, 石油和天然气价格大幅上涨, 并虑及今后的能源供应问题, 除积极开发新能源和可再生能源外, 能源多样化问题受到重视。以此为背景, 这两年煤炭开采和洁净煤发电的开发势头有所回升, 美国 PFBC 环境能源技术公司在政府支持下, 拟利用低质煤及其他适用燃料(页岩、油砂等)建造 PFBC-CC 电站, 估计在美国的市场容量有 3000MW。美国能源部矿物能办公室 2004 年 8 月在官方网站上发布了将 APFBC-CC 开发计划列入 21 世纪电站候选核心技术的信息, 提出在 2010 年将开发完成发电效率达到 50%、投资每千瓦低于 1000 美元的系统, 在 2015 年大规模发展。

对于我国而言, 煤炭较长时间仍为主要能源, 目前煤炭用于发电已经接近 50%, 将来的份额还会越来越大, 而且我国煤炭资源的品种也多, 不同的煤宜采用不同的技术路线。对于 PFBC-CC 和 APFBC-CC, 随着其自身技术的进一步发展, 将会有一定的市场发展空间。从更长远来说, PFBC-CC 电站和 CaO 与 CaCO₃ 化学循环回路 (Chemical Looping Cycle) 相结合, 将使电站的 CO₂ 排放量减至原来的 20%。煤及石油焦等燃料经增压流化床内燃烧后, 烟气中的 CO₂ 分压提高, 在 PFB 燃烧室中加入 CaO, 它吸收 CO₂ 的

能力大为提高,生成的 CaCO_3 送到 CaO 的再生器中,在常压再生器中经加热还原成 CaO ,再生器排出的是纯度很高的 CO_2 ,经压缩后储存。该脱除 CO_2 的方法,经过详细的技术经济分析,认为脱除过程中增加的能耗,使电站的净发电

效率降低 6~7 个百分点,脱除每吨 CO_2 的费用在 20 美元左右,与当前其他众多的脱除 CO_2 的方法相比,相对还是最低的。目前,即使对于发达国家在经济上也不能忍受,还需有个发展过程。

第5章 燃用低热值煤气的燃气—蒸汽联合循环

1 气体燃料按热值的分类

燃气轮机可燃用液体燃料(煤油、柴油和重油等)和气体燃料。通常,人们根据发热量的大小把气体燃料分为高热值煤气、中热值煤气和低热值煤气三大类。标准状况下:发热量大于 $15.07\text{MJ}/\text{m}^3$ ($3600\text{kcal}/\text{m}^3$) 的为高热值煤气;发热量在 $6.28\sim 15.07\text{MJ}/\text{m}^3$ ($1500\sim 3600\text{kcal}/\text{m}^3$) 之间的为中热值煤气;而发热量小于 $6.28\text{MJ}/\text{m}^3$ ($1500\text{kcal}/\text{m}^3$) 的则为低热值煤气。一般地,天然气、油井伴生气和焦炉煤气属于高热值煤气;以氧气为气化剂的合成煤气和转炉煤气属于中热值煤气;以空气为气化剂的合成煤气和高炉煤气等为低热值煤气。

常见的低热值煤气有高炉煤气、空气发生炉煤气、窑炉煤气和煤或油的气化煤气。

高炉煤气是高炉炼铁时产生的副产品。其主要成分是:可燃成分,即 CO ($27\%\sim 36\%$),少量的 H_2 ($1.5\%\sim 8\%$);大部分为惰性气体,即 CO_2 ($3.5\%\sim 13\%$), N_2 ($55.0\%\sim 61.0\%$);水蒸气的含量很少。热值一般为 $2512\sim 3349\text{kJ}/\text{m}^3$ ($600\sim 800\text{kcal}/\text{m}^3$, 标况下)。当然,高炉煤气的成分与高炉熔炼时所用的燃料种类及生铁的品种有关。熔炼技术越是先进,所产生的高炉煤气的热值就越低。

一般来说,标况状况下,在高炉中每吨焦炭可以获得 4000m^3 高炉煤气(干气);或者说,每熔炼 1t 生铁可以获得 3900m^3 高炉煤气(干气)。

由高炉中直接引出的煤气中往往会含有大量的灰尘。需要采用电除尘器,把含尘量降低到 $1\text{mg}/\text{m}^3$ (标况下)后,才能进入高炉煤气压缩机中去增压,再供给燃气轮机使用。灰尘的主要成分是铁的氧化物,其起始变形温度为 1050°C ,软化温度为 1140°C ,熔化为液态的温度为 1170°C ,即高炉煤气中灰尘的熔点不高。

应该指出,当高炉熔炼锰铁和矽铁时,灰尘中会含有大量的氧化矽、氧化铝和石灰。这种灰尘有胶结性,会在金属表面形成坚硬而难于除去的积垢。因此,这种高炉煤气不宜作为燃气轮机的燃料。

2 国内外燃用低热值煤气燃气轮机的发展概况

从1945年瑞士BHC公司接受西班牙Baracado钢铁厂的第一台高炉煤气燃气轮机订货开始,经过60多年的努力,逐步解决了高炉煤气热值低、燃烧稳定性差、含灰量大、调节控制复杂等一系列技术难题。目前,高炉煤气燃气轮机的最大单机容量已达 144MW ,组成燃气—蒸汽轮机联合循环的出力为 149.6MW ,热效率 45% 以上。

1995~1997年,我国宝山钢铁厂自备电厂引进一套日本川崎重工成套、原ABB的GT11N2LBTU燃气轮机为主体的 150MW 的燃气轮机联合循环发电装置,以高炉煤气作燃料,热电转换效率达到 45.52% 。

2002年后,通化钢厂热电厂和济南钢厂各建成一套以高炉煤气掺入少量焦炉煤气的低热值混合煤气作燃料的,容量为 50MW 的CCPP,采用南京汽轮电机(集团)有限责任

公司与美国GE公司合作生产的PG6561B-L型燃气轮机,热电转换效率达到 38.09% 。两套机组已分别于2003年和2004年投入运行。

此后,我国各大中型钢铁企业在陆续建造多套高炉煤气燃气轮机联合循环发电装置。其中,鞍山钢铁集团公司、马鞍山钢铁集团公司、包头钢铁集团公司分别建造1套、2套和2套M701S(DA)联合循环装置,共5套;沙钢集团有限公司邯郸钢铁集团钢铁集团公司分别建造2套、2套和1套M251S联合循环装置,共5套。

整体煤气化燃气—蒸汽联合循环(IGCC)中的气化炉采用空气作为气化剂时,气化炉将向燃气轮机提供热值低于 $6.28\text{MJ}/\text{m}^3$ ($1500\text{kcal}/\text{m}^3$, 标况下)的低热值煤气。另外,在IGCC系统中,为了减少燃气轮机排气中的 NO_x 含量,常常是中热值煤气和回注的 N_2 预先混合为低热值煤气,并使之饱和以水蒸气,然后进入燃烧室中去燃烧。因此,要发展IGCC,必须发展低热值燃气—蒸汽联合循环系统。

3 燃用高炉煤气的燃气轮机

3.1 燃烧高炉煤气的燃气轮机的改造问题

图13.5-1给出了高炉煤气燃气轮机与天然气燃气轮机间系统和设备的对比关系。

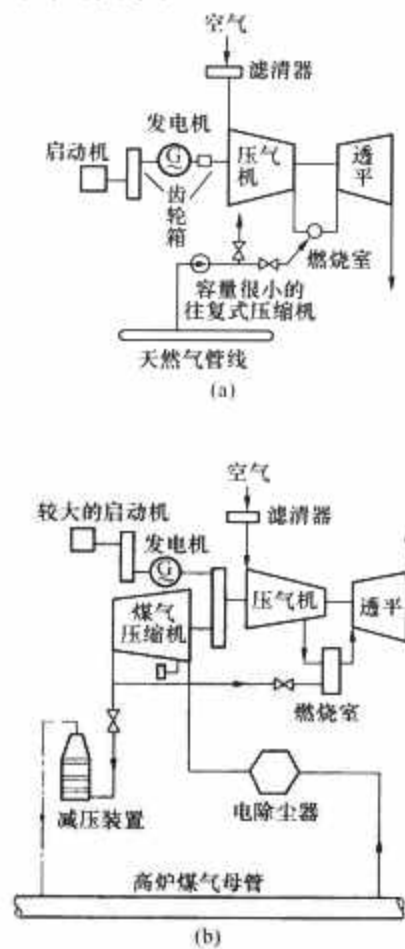


图 13.5-1 两种机组设备的对比关系
(a) 天然气机组; (b) 高炉煤气机组

当常规的燃烧天然气或液体燃料的燃气轮机改烧高炉煤气时,由于高炉煤气的特殊属性,即可燃范围窄、燃烧速度

低、发热量低、含尘量大、有毒，原有燃气轮机的各主要部件几乎都必须进行适当的改造。主要部件和系统改造的内容有以下几个方面：

(1) 由于高炉煤气的发热量低（2514~4190kJ/m³，标况下），在燃气透平前的燃气初温 t_3 不变的前提下，相对于天然气而言，高炉煤气的体积流量增加近 20 倍，因而要求：

- 1) 大大增大煤气系统的尺寸。
- 2) 调节系统必须彻底改造。
- 3) 在压气机尺寸不变的前提下，燃气透平的通流能力就不够了，压气机就会发生喘振，为此，有必要增大燃气透平的尺寸，或减小压气机的尺寸。
- 4) 需要设计高效率的高炉煤气压缩机，否则，高炉煤气的压缩耗功过大，会影响整机的净效率。
- 5) 假如高炉煤气增压器是由燃气轮机自身带动，就需改型设计齿轮箱的传动系统，必须相应地增大启动电动机的容量。
- 6) 在煤气压缩机出口与高炉煤气母管之间，需要加装煤气的减压装置，以便于机组的启动和煤气增压器负荷工况的调节。
- 7) 燃烧室必须彻底改型设计，以适应高炉煤气的燃烧特性。

(2) 由于高炉煤气中含有许多脏的灰尘和微粒，会污染和磨损煤气压缩机和燃气透平，致使机组的功率和效率逐渐恶化，并影响使用寿命。

为此，在煤气增压前，必须采用高效率的湿式除尘器，以除去煤气中的灰尘。通常，要求把高炉煤气中的含尘量降低到 1mg/m³ 水平。此外，在机组的运行过程中，还要定期地清洗煤气压缩机叶片上的积灰，力求保证压缩机能始终在较高的效率条件下运行。

(3) 由于高炉煤气中含有较多的毒性气体 CO，必须严防泄漏。

为此，在高炉煤气压缩机上要采用先进的轴封装置；在调节系统的阀体上也要采取气密性措施。通常，可以选用 N₂ 气作为密封介质。

当然，为了使压气机与燃气透平的流量特性匹配，也可以保持燃气透平的设计不变，而用叶片“顶切”方法，来缩短压气机各级的叶片高度，以求减少压气机的空气流量。日本三菱公司设计的 MW-151S 型高炉煤气燃气—蒸汽联合循环机组就是这样做的。

在表 13.5-1 中给出了一套燃烧柴油的和燃烧几种煤气的燃气轮机中，燃气透平和压气机的流量、功率的匹配关系，以及机组出力和效率变化关系的对比数据。由此可以具体看出改型设计压气机或燃气透平的必要性。

由表 13.5-1 可知，该表所列数据均是以燃气透平不作改变，而使压气机相应地缩小为前提而计算的。显然，在这种情况下，当燃气轮机改烧低热值煤气时，机组的净输出功率和效率都将有所降低。就高炉煤气燃气轮机来说，它的净输出功率和效率大约只有同样燃气透平尺寸的烧柴油机组的 80% 左右。

表 13.5-1 燃烧不同燃料的燃气轮机性能参数之对比

燃料种类	发热量 (kJ/kg)	燃气轮机做功量 L_1 的设定值	燃料耗量		允许的压气机流量		燃气轮机流量 (kg/s)	压气机耗功量 L_c 与 L_1 的对比值	煤气增压耗功量 L_g 与 L_1 的对比值	$L_c + L_g$		机组的净输出功		机组效率	
			kg/s	相对比值	kg/s	相对比值				总和值	相对比例	L_e	相对比例	η	相对比例
柴油	42 325	100	2.131	1.00	109.4	1.00	100	58.9	—	58.9	1.00	39.2	1.00	0.273	1.00
高炉煤气	2015	94.1	43.10	20.23	68.08	0.624	100	36.8	25	61.8	1.049	30.6	0.781	0.221 6	0.812
高炉煤气+焦炉煤气	3163	97.0	27.76	13.03	83.42	0.765	100	45.0	17	62.0	1.052	33.2	0.847	0.237 3	0.800
焦炉煤气	41 247	101.9	2.168	1.02	109.1	1.00	100	58.8	3.7	62.5	1.061	37.4	0.954	0.263	0.964
转炉煤气	6216	95.8	13.86	6.50	97.31	0.892	100	52.5	8.4	60.9	1.034	33.0	0.842	0.241	0.882

ABB 公司 GT11N2LBTU 型高炉煤气燃气轮机也是采用透平不作改变，改造压气机，使空气流量减少的措施来解决压气机和透平流量匹配问题的。GT11N2LBTU 型燃气轮机燃烧高炉煤气和标准的 GT11N2 型燃气轮机燃烧 CH₄ 气体的基本参数列于表 13.5-2。从表中可以看出，标准的 GT11N2 型机组喷水运行后燃气流量由 361kg/s 增至 395kg/s，造成压气机的压比由 14.96 上升至 16.0，使压气机的喘振裕度由 19% 降到 10%。

在 GT11N2LBTU 型高炉煤气燃气轮机中，把压气机的空气流量从标准机组（最大喷水）的 354.5kg/s 减少至 275kg/s，相应减少了 27.5%，虽然燃料量增加近 20 倍，但燃气流量仅比标准机组喷水时略高一点，压气机仍有足够的、大于 15% 的喘振裕度，保证了机组的流量匹配。

表 13.5-2 GT11N2 型和 GT11N2LBTU 型机组的参数比较

参 数	单位	标准机组 100%CH ₄ 不喷水	标准机组 100%CH ₄ 最大喷水	GT11N2LBTU 100%BFG (湿) (757kcal/m ³ ，标况下)
机组轴端出力	MW	107.3	130.7	144.0
轴端效率	%	33.9	31.7	38.7

续表

参 数	单位	标准机组 100%CH ₄ 不喷水	标准机组 100%CH ₄ 最大喷水	GT11N2LBTU 100%BFG (湿) (757kcal/m ³ ，标况下)
空气流量	kg/s	345.5	354.5	257
燃料流量	kg/s	6.33	8.26	138.5
排气流量	kg/s	361	395	398
排气温度	℃	531	515	540
压气机压比	—	14.96	16.0	14.2
燃气透平进口温度	℃	1085	1061	1060
压气机喘振裕度	%	19	10	>15

注 大气温度 15℃，大气压力 101.3kPa (1.013bar)，进口压力损失 1kPa (10mbar)，排气压力损失 3kPa (30mbar)，大气相对湿度 60%。

3.2 低热值煤气燃烧室的改型设计问题

为了使燃气轮机能够改烧低热值煤气，燃气轮机的燃烧室必须进行改造或重新设计。通常，低热值煤气在燃气轮机

燃烧室中燃烧时，会遇到以下一些困难：

(1) 燃烧稳定性比较差。一般，在燃烧低热值煤气时，往往在机组的怠速工况附近会发生熄火现象，特别是当火焰管的直径比较小，而参考速度又比较高的燃烧室中，情况将更为严重。为此，有的机组在 20% 的额定功率以下的负荷工况时，燃烧室必须改烧柴油，或者改为油气混烧方式，以确保燃烧火焰的稳定性。

(2) CO 燃烧不完全。在低负荷工况下容易发生 CO 燃烧不完全的现象，致使燃烧效率明显下降（有时很难达到 90%），排气中 CO 的含量则将超过环保标准的要求。

(3) 排气中 NO_x 的含量超过环保标准。通常，在机组启动时或者当低热值煤气供应不足时，需要用柴油来维持机组的运行。这样，当机组的负荷较高时，燃烧室内的一次燃烧空气量将显得不够，从而出现燃烧室排气中 NO_x 的含量容易超过环保标准的要求，而且会发生排气冒黑烟现象。

(4) 火焰管壁的温度高。火焰管壁的温度会高于燃烧柴油时，特别是火焰管的锥顶部分。这主要由以下三个因素造成：

1) 低热值煤气中所含的 H_2 会在火焰管的前部，以较高的速度燃烧放热，致使锥顶壁温有过热的可能。

2) 为了保证低热值煤气能够完全燃烧，需要向燃烧区供应较多数量的燃烧空气，致使冷却和掺混空气量被减少了。

3) 有些在 IGCC 中使用的机组需要从压气机中抽取 10%~15% 的空气量供煤的气化炉使用，这样，燃烧室的冷却空气量就更显得不够了。

(5) 容易发生振荡燃烧现象，致使机组诱发强烈的共振。

目前，在发展低热值煤气的燃烧室方面有两种结构方案可循，即：①采用大管径的圆筒型燃烧室；②采用多个小管径的分管型或环管型燃烧室。

3.2.1 大管径的圆筒型燃烧室

图 13.5-2 所示为 ABB 公司设计的 GT11N2LBTU 型高炉煤气燃气轮机的圆筒型燃烧室。燃烧室的外壳直径为 2700mm，火焰管平均直径为 1849mm，火焰管长度为 4603mm，燃烧室高度为 7506mm，可燃烧低热值为 3265kJ/

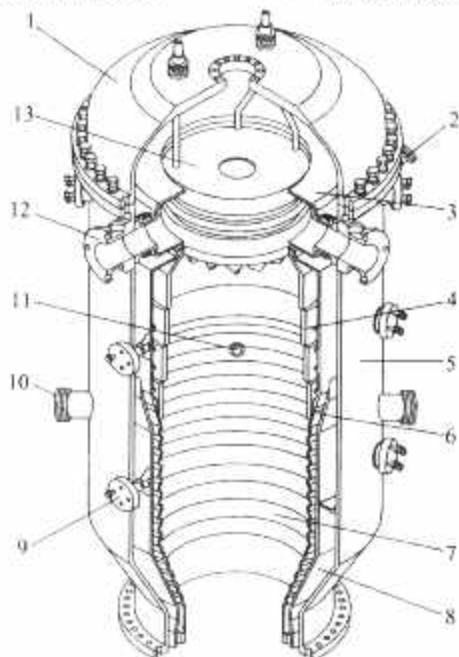


图 13.5-2 GT11N2LBTU 型高炉煤气燃气轮机的圆筒型燃烧室

1—燃烧室顶盖；2—火焰监视器；3—高炉煤气进气腔；4—挂片；5—燃烧室外壳；6—扩压器；7—内衬套；8—中间衬套；9—支撑销；10—二次空气流量调节阀；11—空气混合喷嘴；12—高炉煤气进口；13—旋流器

m^3 (780kcal/ m^3 ，标况下) 的高炉煤气。该燃烧室采用芯杆移动、切向孔面积可调、大小喷嘴可切换的离心式燃油喷嘴，包角旋流器。圆筒形燃烧室的火焰管由很多分成小扇形片的带肋挂片组成，冷却效果好，可有效地避免由于温度分布不均而产生的热应力和热变形，局部更换也很方便。单管燃烧室尺寸大、容积大、热容强度小，燃烧容易组织。在高炉煤气燃烧室中，除保留了上述基本结构特点外，为了燃烧高炉煤气，解决高炉煤气燃烧稳定性问题，对燃烧室头部做了精心的改型设计。

图 13.5-3 所示为 GT11N2LBTU 型圆筒型高炉煤气燃烧室的燃烧器。该燃烧器由以下几个主要部分组成：

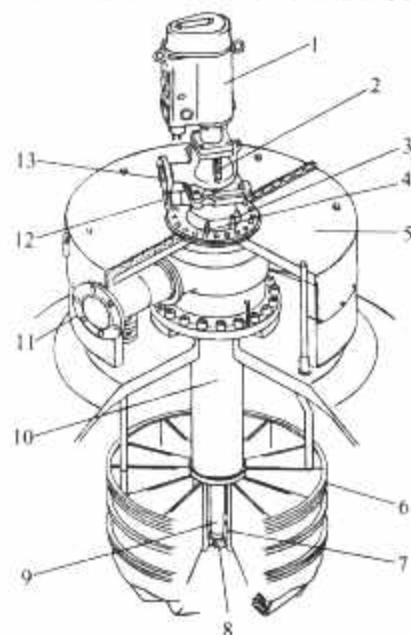


图 13.5-3 GT11N2LBTU 型圆筒型高炉煤气燃烧室的燃烧器

1—油动机；2—燃料油接口；3—点火气体连接口；4—火花塞引入线接口；5—隔热罩；6—外旋流器；7—点火器；8—内旋流器；9—燃油喷嘴；10—值班喷嘴外壳；11—值班燃料气接头；12—冷却空气接头；13—液体燃料接头

1) 燃油喷嘴及燃油供给装置。

2) 内旋流器。其安装在燃油喷嘴端部的喷嘴帽上，位于油喷嘴的外侧，作用是消除头部的燃料过浓区，从而解决燃油时高负荷时冒黑烟的问题。

3) 点火器。指丙烷气引入点火器，由高压火花塞点燃后的火炬再点燃柴油。

4) 值班燃烧器，即常规燃烧室双燃料喷嘴中的天然气燃烧器，在油喷嘴和内旋流器空气流道的外围为值班煤气流道。机组由燃烧柴油切换至全部燃烧高炉煤气后，值班燃烧器的煤气控制阀就一直保持全开，使值班燃烧器中的空气燃料比随负荷的变化很小，而一直能保证稳定燃烧，形成一个稳定的值班火焰，保证在低负荷下的燃烧稳定性。

5) 外旋流器，为包角旋流器，共有 12 个通道，每个通道均分成上下两层，上层通空气，下层通煤气。两层通道都沿半径分成内外两段；内侧高炉煤气流道与旋流器外围的上部进气口相通；外侧高炉煤气流道与旋流器外围的下部进气口相通。在燃烧室中，外旋流器位于煤气进气环腔的中间，旋流器的高炉煤气上、下进气口分别与进气环腔的上、下出口配合。高炉煤气通过两个液压控制阀后，由 4 只呈 90° 均匀分布的引入管供向燃烧室，两个控制阀的开度随负荷的增大逐步加大。4 只引入管中位置相对的两只引入管通入高炉煤气进气环腔的上部，另外两只引入管通入高炉煤气进气腔的下部，分别向外旋流器的内外侧流道供气。

图 13.5-4 所示为日本三菱公司在改型设计的高炉煤气燃气—蒸汽联合循环 MW-151S 中采用的单个大管径的圆筒型燃烧室。该燃烧室的头部机构如图 13.5-5 所示。在这个燃烧室的头部采用了 6 个尺寸较小的燃烧器，每个燃烧器上都装有空气旋流器和煤气燃烧器，气流的旋转方向是彼此同向的，这样将有利于煤气的完全燃烧，并使燃烧火焰缩短。为了确保低负荷工况下燃烧火焰的稳定性，在其中的一个燃烧器的中心安装了一个燃烧焦炉煤气的值班喷嘴。燃烧器的结构如图 13.5-6 所示。

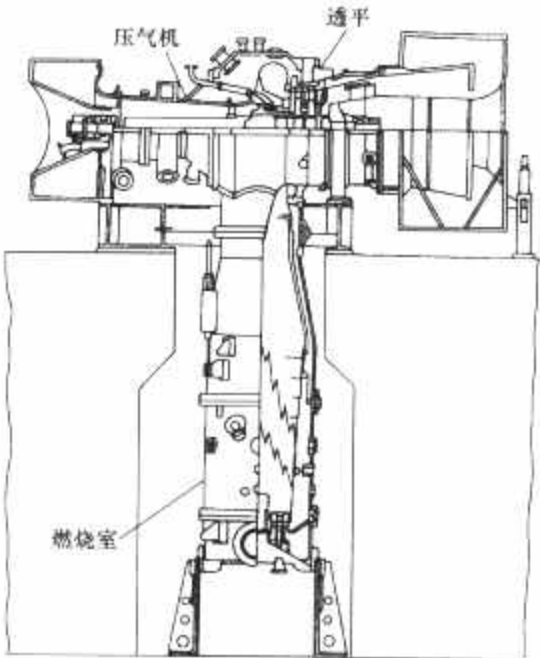


图 13.5-4 MW-151S 型高炉煤气燃气轮机单个大管径的圆筒型燃烧室

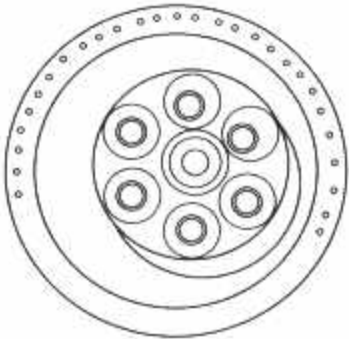


图 13.5-5 MW151S 机组中燃烧室的头部机构

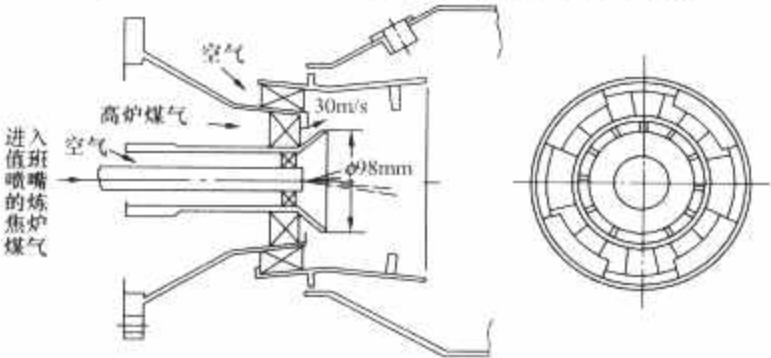


图 13.5-6 带有值班喷嘴的高炉煤气的燃烧器结构

表 13.5-3 给出了这种燃烧室的设计参数与原机组的天然气燃烧室的对比关系。在高炉煤气燃烧室中，燃料的相对逗留时间要比天然气燃烧室增大 13 倍，燃气的平均流速为天然气燃烧室的 1/3。

在该燃烧室的设计中，空气旋流和煤气旋流的速度大约为 30m/s；满负荷工况下燃烧区内的一次过量空气系数 $\alpha_1 \approx 0.85$ ，这样才能提高低负荷工况下燃烧区的温度，以利于 CO 的完全燃烧。值班喷嘴中焦炉煤气的消耗量只有高炉煤气总流量的 1%。高炉煤气的供气压力大约比燃烧室内空气的压力高 19.613kPa 左右。该燃烧室能够稳定而又完全地燃

烧发热量为 2805kJ/m³（670kcal/m³，标况下）的高炉煤气。

表 13.5-3 MW-151S 型高炉煤气燃烧室与原天然气燃烧室设计参数的对比

项 目	单 位	高炉煤气	天然气
火焰管直径	m	1.4	0.3
火焰管长度	m	4.0	1.0
火焰管数目	个	1	8
燃气平均流速	m/s	30	90
平均逗留时间	ms	130	10

3.2.2 小管径的分管型或环管型燃烧室

由于分管型或环管型燃烧室火焰管的冷却表面积相对来说比较小，因而对于冷却空气量较少的低热值煤气燃烧室可以考虑采用这种型式。不过在这种结构的燃烧室内气流速度比较高，对燃烧火焰的稳定性有不利影响。

图 13.5-7 所示为旋流式低热值煤气喷燃器。该燃烧器能成功地燃烧发热量为 4.2MJ/m³（标况下）的低热值煤气，可适用于分管型或环管型的燃烧室。如图所示，煤气和空气分别由煤气旋流器和空气旋流器供向燃烧区，上述两只旋流器的旋转方向相反。空气的旋流速度为 70~90m/s，煤气的旋流速度为 150~270m/s。为了使煤气能够很好地掺混到空气旋流中去，煤气旋流器叶片的安装角应该比空气旋流器大约 10°。

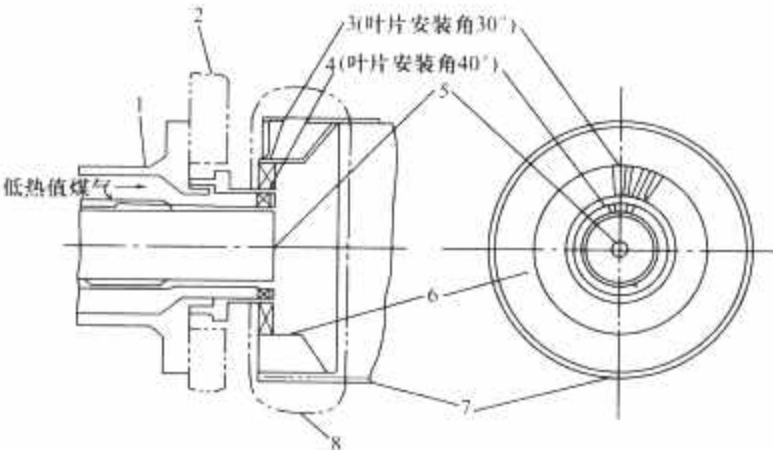


图 13.5-7 旋流式低热值煤气喷燃器

- 1—气体与液体燃料喷嘴的组件；2—燃烧室顶盖端板；
3—空气旋流器；4—低热值煤气旋流器；5—柴油用空气雾化喷嘴；
6—混合环；7—火焰管；8—头部配气机构

南京汽轮机有限责任公司与 GE 公司合作生产的 PG6561B-L 型燃气轮机的基本结构形式与常规的 6B 机组完全一致，采用传统的逆流式分管型燃烧室。该型机组的低热值煤气燃烧室是在对常规燃烧室的头部和火焰管进行适应燃烧低热值煤气的改造后形成。PG6561B-L 型低热值煤气燃气轮机的设计煤气低热值为 5577kJ/m³（1332kcal/m³，标况下），低热值的允许变化范围是 4663~6588kJ/m³（1114~1573kcal/m³，标况下）；将低热值为 3317kJ/m³（标况下）的高炉煤气与适量的低热值为 17249kJ/m³（标况下）的焦炉煤气掺混至要求的热值后便可使用。

图 13.5-8 所示为日本三菱公司为 M701D 机组开发的烧高炉煤气的环管型燃烧室结构示意图。

在 M701D 型机组上共装有 18 个火焰管。它的最大特点是：在每个火焰管的过渡段上，分别装有可以调节开度的旁通阀，这样就能根据机组负荷的大小，调节旁通阀的开度，

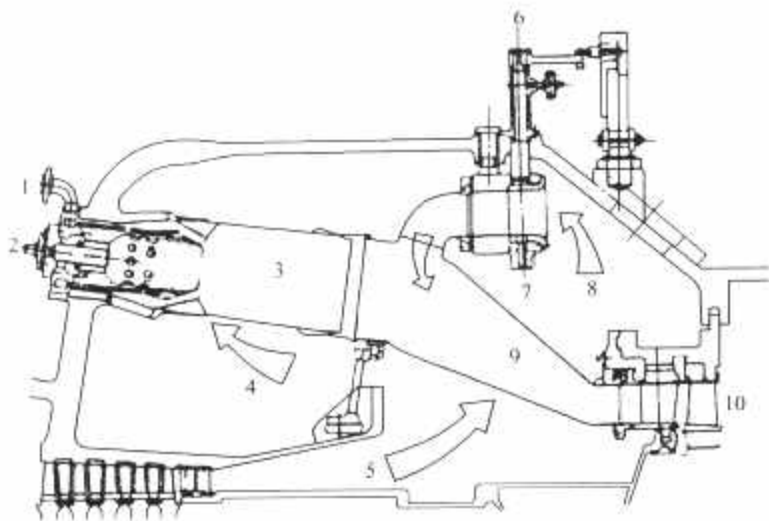


图 13.5-8 M701D 型机组的高炉煤气环管型燃烧室结构示意图

- 1—主燃料；2—值班喷嘴用燃料；3—预混燃烧室；
4—燃烧用空气；5—压气机排出的空气；6—可调环圈；
7—旁通阀；8—旁通空气；9—过渡段；10—燃气透平

控制火焰管一次燃烧区内的进气量，从而达到控制燃烧区温度的目的。这对于改善低负荷工况下的燃烧效率大有好处。至于低负荷工况下的火焰稳定性问题，则是用值班喷嘴喷燃焦炉煤气的方法来保证。

该燃烧室可以燃用发热量介于 $3768\sim 4605\text{kJ/m}^3$ （标况下）的高炉煤气。当负荷高于 50% 后，燃烧效率接近于 100%。当高炉煤气的发热量高于 3768kJ/m^3 （标况下）后，可以用火花塞直接点火启动。 NO_x 的排放量小于 10×10^{-6} （体积分数）。

至今，日本三菱公司已设计制造了几种高炉煤气燃气—蒸汽联合循环机组，并正在为我国的鞍钢、沙钢、马钢、邯钢、涟钢和包钢等几个钢铁企业的以 BFG 为燃料的联合循环发电装置提供燃气轮机和监控装置。

3.2.3 可用于圆筒型燃烧室和环型燃烧室中的燃烧低热值煤气的喷燃器

图 13.5-9 所示为德国西门子公司设计的燃烧低热值煤气的喷燃器，它被用于 V94.2 型燃气轮机的圆筒型燃烧室中，也被应用于 V94.3A 型燃气轮机的环型燃烧室中。它可

以燃烧体积分数组成为 $\text{CO} 25\%$ ， $\text{H}_2 12\%$ ， $\text{N}_2 42\%$ ， $\text{H}_2\text{O} 19\%$ ，其他成分 2%，发热量为 4400kJ/m^3 （标况下）的低热值煤气。但燃烧前低热值煤气必须预热至 300°C 。

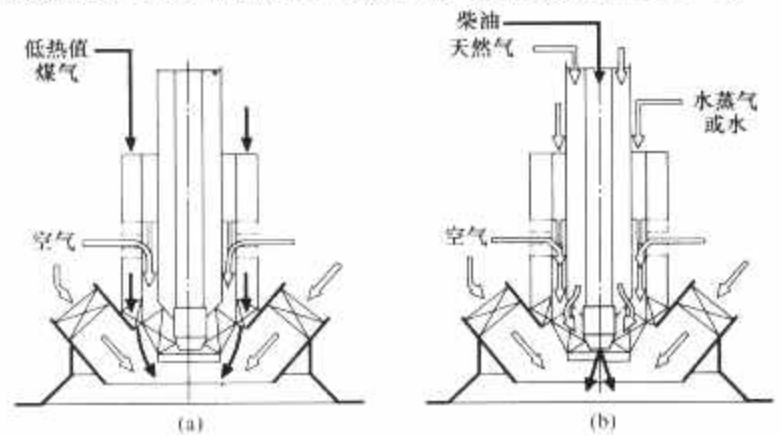


图 13.5-9 西门子公司设计的燃烧低热值煤气、天然气和柴油的喷燃器

- (a) 燃烧低热值煤气的情况；(b) 燃烧天然气或柴油的情况

该喷燃器可以燃烧天然气、柴油和低热值煤气。但在燃烧低热值煤气时，必须注意低热值煤气的旋流压降不能太低，否则燃烧室会发生振荡燃烧现象。

4 高炉煤气燃气—蒸汽联合循环系统

如前所述，由于高炉煤气的压力低、体积流量很大并含有许多脏的灰尘和微粒，会污染和磨损煤气压缩机和燃气透平，所以在系统中必须设置高效率的高炉煤气压缩机，且在高炉煤气增压前，必须采用高效率的湿式除尘器除去煤气中的灰尘。

4.1 燃烧高炉煤气的 M701D 型联合循环

图 13.5-10 所示为燃烧高炉煤气的 M701D 型机组联合循环的热力系统图。该套装置是在一台燃气初温 $t_3 = 1150^\circ\text{C}$ 、功率为 124.4MW 的燃气轮机的基础上组成的。燃料是高炉煤气与焦炉煤气的混合气，其发热量控制在 4187kJ/m^3 （ 1000kcal/m^3 ，标况下）左右，燃气轮机、发电机、汽轮机和煤气压缩机联结成一个轴系，构成单轴型式的联合循环，发电机端的功率为 145MW（已扣除了煤气压缩机的功耗 37MW）。联合循环的净供电效率为 45%。余热锅炉是双压式的。

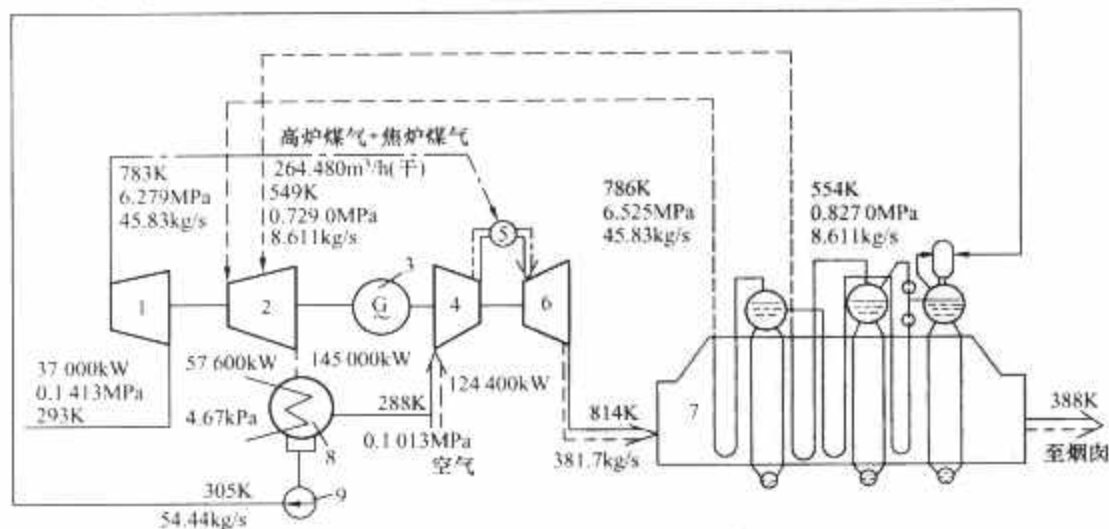


图 13.5-10 M701D 型机组联合循环的热力系统图

- 1—煤气压缩机；2—蒸汽轮机；3—发电机；4—压气机；5—燃烧室；6—燃气透平；
7—余热锅炉；8—凝汽器；9—给水泵

该联合循环中主要设备的技术规范如下：

(1) 燃气轮机部分。

型式 单轴，开式循环

功率	124.4MW
煤气压缩机耗功	37MW
透平进口压力	1.20MPa

透平进口温度	1154℃
透平级数	4 级轴流式
压气机级数	19 级轴流式
燃烧室	环管型, 18 个火焰管
煤气压缩机	17 级轴流式 (由主轴通过 齿轮箱驱动)
透平转速	3000r/min
煤气压缩机转速	6310r/min

(2) 蒸汽轮机部分。

型式	单缸、单流、双压、凝汽式
出力	57.6MW
进口蒸汽压力	高压 6.279MPa 低压 0.729 0MPa
进口蒸汽温度	高压 510℃ 低压 276℃
转速	3000r/min

(3) 余热锅炉部分。

型式	余热回收, 双压
蒸汽流量	高压 45.83kg/s 低压 8.611kg/s
出口蒸汽压力/温度	高压 6.525MPa/513℃ 低压 0.8270MPa/281℃

图 13.5-11 所示为高炉煤气/焦炉煤气的流动系统图。由图可知, 焦炉煤气首先得由焦炉煤气鼓风机增压后, 通过焦炉煤气控制阀的控制, 与由高炉煤气供应母管送来的发热量介于 2847~3266kJ/m³ (标况下) 之间的高炉煤气与转炉煤气的混合气相掺混, 使高炉煤气与焦炉煤气的最终混合气体的发热量恒定地控制在 4187kJ/m³ (标况下) 左右。混合煤气中含尘量高达 5mg/m³ (标况下), 通过电力除尘器的作用, 含尘量降低到 1mg/m³ (标况下) 的水平, 以保护煤气压缩机不被磨损。混合煤气经煤气压缩机增压到比燃气轮机燃烧室内的空气压力高 19.6kPa 后, 通过隔离阀被送到燃烧室中去燃烧。

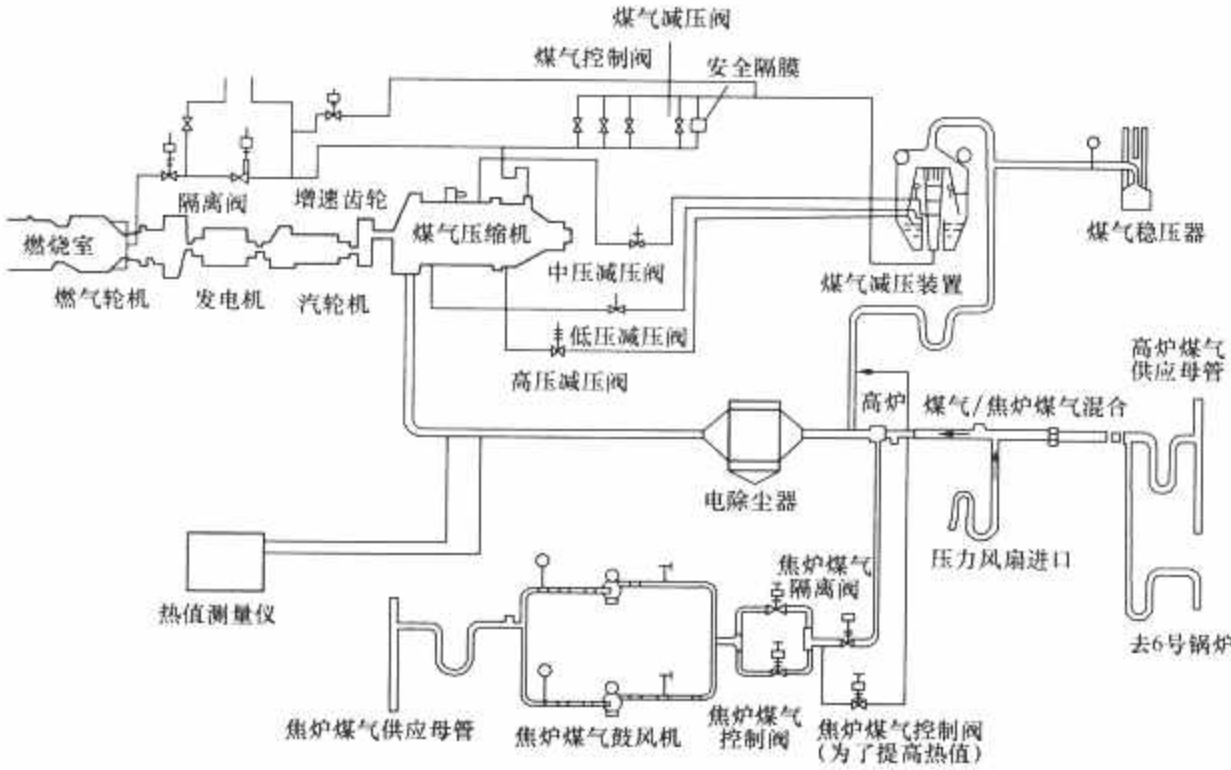


图 13.5-11 高炉煤气/焦炉煤气的流动系统图

由于煤气压缩机的耗功很大, 它大约占燃气轮机和蒸汽轮机总发电量的 20.3%, 因而在整台联合循环的变工况运行时, 如何合理地调节煤气的流量, 以确保煤气压缩机的耗功为最小, 对改善联合循环的性能有很大的作用。在 M-701D 型机组上:

1) 当机组在 70% 额定负荷以上工况下运行时, 采用调节煤气压缩机前 4 级静叶安装角的办法来调节煤气的流量。此时, 通过煤气压缩机的煤气量将全部供到燃烧室中去燃烧。

2) 当机组在 70% 额定负荷以下工况下运行时, 通过煤气压缩机的煤气流量将恒定不变, 随后通过旁路的煤气控制阀, 把多余的煤气流量旁通回到煤气减压装置中去, 来调节进到燃烧室中去的煤气流量。显然, 这种调节方法可以节省煤气的压缩耗功, 但是必须精心地设计煤气压缩机的通流部分。

此外, 在煤气系统中还装备有煤气减压减温器和煤气压力稳定器。煤气减压减温器的作用是为了在 70% 额定负荷

以下工况时, 把从煤气压缩机出来的、多余的高温高压煤气, 通过节流和喷水作用, 使煤气减温降压, 并安全地回到煤气总管中去参与再循环过程。

当机组满负荷工况时发生紧急甩负荷跳闸时, 由于煤气耗量的突然中断, 可能会使煤气母管中的压力增高 5.88~9.8kPa。为了防止这种压力扰动, 专门设置了一个煤气压力稳定器。在煤气压力稳定器中, 煤气的水密封值被整定为 3.92kPa。当燃气轮机甩负荷跳闸, 致使煤气系统的压力超过此值时, 煤气就可以通过压力稳定器排到一个隔离远的安全区域的大气中去消散。当煤气的压力下降到 3.92kPa 以后, 煤气压力稳定器中的水又重新恢复密封作用, 煤气系统将回复正常。

在机组启动之前, 应该用氮气冲洗煤气管道系统中的空气, 使之完全净化。然后打开隔离阀, 使高炉煤气与转炉煤气的混合煤气进入煤气管道系统。当高炉煤气完全充满煤气管道系统后, 机组才可以启动。

如前所述, M701D 型机组以蒸汽轮机自身作为启动机。

为此，需要利用外部的蒸汽源输到蒸汽轮机中去，使之暖机增速到 800r/min。在暖机期间，燃料系统中的煤气将通过煤气压缩机和煤气减压减温器，在煤气管道系统中循环。与此同时，通过煤气发热量的监视表，监视并调整煤气的发热量，使其逐渐达到 4187kJ/m³（标况下）的规定值。当完成煤气发热量的调整操作后，使机组的转速降至 600r/min，随即可以点火启动燃气轮机。在燃烧室点着火之后，汽轮机的进汽量将作为转速的函数，随机组转速的增高而不断地增加，并使之按预先设定的加速率升速。在此阶段内，通过煤气的旁路控制阀调节进入燃烧室的煤气流量。

这时，余热锅炉也开始产生蒸汽，所有产生的蒸汽将通过旁通管路送到凝汽器中参与再循环，它与蒸汽轮机所使用的外界蒸汽完全隔离。

在点火 20min 后，燃气轮机达到额定转速 3000r/min。直到余热锅炉产生的蒸汽达到 3.533MPa 后，才能用余热锅炉的蒸汽来取代外界的蒸汽源，供蒸汽轮机使用。

在完成蒸汽的切换之后，发电机就可以并网，并网后由操作器把电功率增加到任一设定的负荷值。

此后，通过控制进入燃烧室的煤气流量来增加机组的负荷，当负荷大于 70% 后，煤气流量将改由调节煤气压缩机前 4 级的可变静叶的角度来加以控制。

4.2 燃烧高炉煤气的 MW-151S 型联合循环

MW-151S 型联合循环是日本三菱公司先于 M701D 型设计的另一种燃烧高炉煤气的联合循环机组。它的功率等级和性能指标都要比后者略差些，但可用于高炉煤气量较少的小型钢铁企业中。

图 13.5-12 所示为 MW-151S 型机组的热力系统图。由图可知，该机组采用了单压式余热锅炉，它产生的蒸汽将供给钢铁厂中现有的蒸汽轮机使用。机组也自带煤气压缩机，选用柴油机为启动机。煤气管道系统与 M701D 型机组相类似。

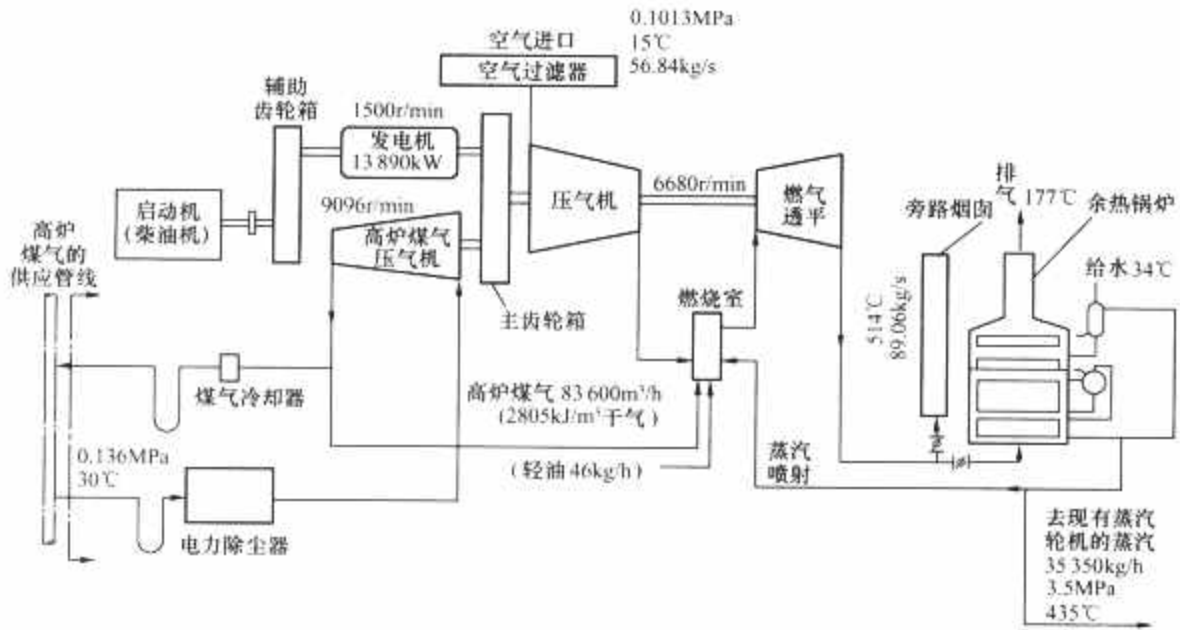


图 13.5-12 MW-151S 型高炉煤气联合循环机组的热力系统

联合循环主要设备的规格如下：

- (1) 燃气轮机部分：
 - 型式 简单循环、单轴方案
 - 功率 当进气温度为 8.5℃ 时，为 16MW
 - 转速 6680r/min
 - 透平 三级轴流式，燃气初温超过 1000℃
 - 压气机 8 级带有可转进气导叶的轴流式
 - 燃烧室 倒置式的圆筒型
 - 启动机 柴油机
- (2) 高炉煤气压缩机部分：
 - 型式 前几级静叶可调的轴流式
 - 煤气流量 93 200m³/h（标况下）
 - 转速 9096r/min
 - 级数 16 级
- (3) 发电机部分：
 - 型式 全封闭同步机
 - 容量 17 100kVA
 - 频率 50Hz
 - 转速 1500r/min
- (4) 余热锅炉部分：
 - 型式 强制循环的水管式
 - 蒸汽量 40 000kg/h
 - 蒸汽压力/温度 3.677MPa/440℃
- (5) 电力除尘器部分：

- 型式 室外，湿式
- 容量 93 200m³/h（标况下）
- (6) 煤气减压减温器部分：
 - 型式 直接水冷式
 - 冷却水量 150m³/h

该机组实际达到的性能数据见表 13.5-4。

表 13.5-4 MW-151S 型联合循环实际达到的性能数据

燃气轮机的功率(MW)	蒸汽轮机的功率(MW)	余热锅炉蒸汽流量(t/h)	高炉煤气的耗量(m³/h)	高炉煤气的发热量(kJ/m³)	值班喷嘴的耗油量(kg/h)	燃气轮机的热效率(%)	联合循环的热效率(%)
13.9	~8.092	39	82 350	2917.6	46	21.3 ^①	33.7 ^①

①热效率均已折算到 ISO 标准状态下扣除了煤气压缩功后的情况。

MS-151S 型机组可以燃烧的高炉煤气的体积分数成分如下：CO，18.0%~24.0%；CO₂，19.0%~22.0%；H₂，1.6%~3.2%；N₂，51.0%~61.0%；H₂O，饱和；含尘量，5~10mg/m³（标况下）；温度，25~45℃。

4.3 ABB 公司的燃烧高炉煤气的联合循环

ABB 公司与日本川崎重工为我国上海宝山钢铁公司安装了一台燃烧高炉煤气的燃气—蒸汽联合循环热电装置，其

热力系统如图 13.5-13 所示。该机组已于 1997 年正式投入生产。

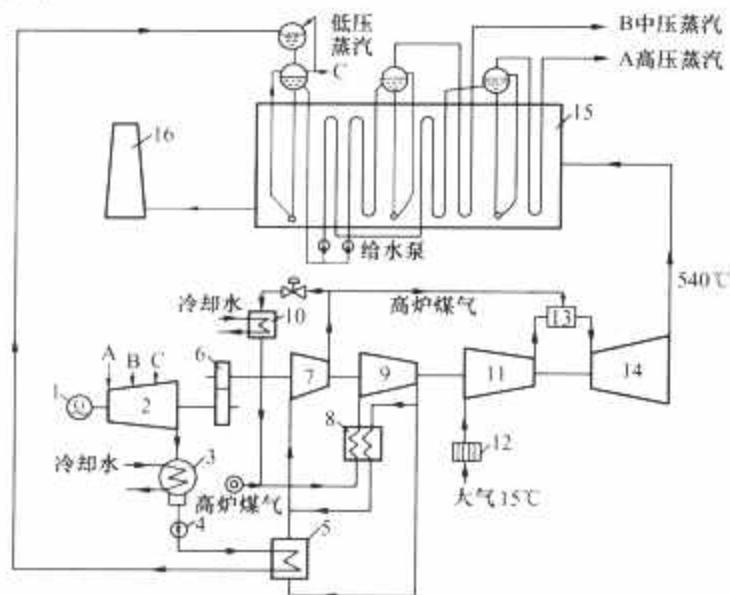


图 13.5-13 ABB 公司的燃烧高炉煤气的联合循环热力系统

- 1—发电机；2—蒸汽透平；3—凝汽器；4—水泵；
5—中间冷却器；6—减速齿轮箱；7—离心式煤气压缩机；
8—煤气预热器；9—轴流式煤气压缩机；10—煤气冷却器；
11—压气机；12—空气滤清器；13—燃烧室；
14—燃气透平；15—三压式余热锅炉；16—烟囱

该机组有如下特点：

(1) 由 GT11N2 型机改型设计而成。如前所述，GT11N2LBTU 型燃气轮机是用 ABB 公司传统生产的 GT11N2 型机组改型设计而成的。缩小了压气机的尺寸，减少空气流量，以适应燃烧高炉煤气时的流量匹配问题。燃气轮机的功率由 107.3MW（不喷水）增至 144.0MW（见表 13.5-2）。

(2) 采用了 SBK 圆筒型燃烧室。为了满足燃烧低位发热量为 3058~3265kJ/m³（标况下）的高炉煤气，采用了 SBK 圆筒型燃烧室，并对燃烧器作了改造。它既可以燃烧高炉煤气，又能燃烧液体燃料。所能燃烧的高炉煤气的发热量可以低至 3058kJ/m³（标况下）左右。通常，在以下 3 种情况下需要改烧液体燃料，即：

- 1) 燃气轮机启动时。
- 2) 高炉煤气的发热量过低时。
- 3) 由高炉煤气系统供来的低压的高炉煤气的温度高于 40℃ 时。

(3) 高炉煤气由串联的两台压缩机增压。低压压缩机为轴流式，静叶可以调节，以适应负荷变化时煤气流量能在较大范围内调整的需要。高压压缩机为离心式。两台压缩机均由燃气轮机直接带动。在两组压缩机之间装有中间冷却器和煤气预热器，借以降低进入高压压缩机的煤气温度，以减少煤气的压缩耗功。设置煤气预热器的目的是为保证进入低压压缩机的煤气温度能略高于 10℃，以防煤气中的水汽凝析出来，致使压缩机的通流部分积灰和结垢。中间冷却器的冷却介质为凝结水，这样可以把冷却煤气所得的热量转换到蒸汽轮机系统中去回收利用。在高压压缩机的出口回流煤气的管路上，还装有煤气冷却器，这样才能防止回流的煤气温度过高。

(4) 整台联合循环机组是单轴的布置方案。利用现场已有的蒸汽，直接通到蒸汽轮机中去拖动燃气轮机启动。由于 GT11N2LBTU 型燃气轮机原先是为 60Hz 的发电机设计的，

转速是 3600r/min。为了适应 50Hz 频率的要求，在燃气轮机/煤气压缩机的出轴与蒸汽轮机/发电机出轴之间，专门设置了一个大功率的减速齿轮箱。这样，会降低机组的效率（齿轮箱的机械效率大约为 99.2%），并增大设备的投资费用。

(5) 联合循环机组的性能参数。在 15℃、0.1013MPa 的条件下，当凝汽器冷却水入口温度为 18℃，工业送汽量为零时，发电机端的输出功率为 149.6MW，发电机端的效率为 45.52%；煤气压缩机的消耗功率为 51.5MW，它是燃气轮机功率的 35.8%。工厂送汽量为 180t/h，温度 260℃、压力 1.57MPa 时，发电机端的输出功率为 107.8MW，发电机端的效率为 32.81%。

整台联合循环中主要设备的技术规范如下：

(1) 燃气轮机部分：

型式	单轴，开式简单循环
额定出力	144MW
机组转速	3611r/min
排气温度	540℃
压气机	

型式	轴流式（前 3 级静叶可调）
级数	16 级
流量	257kg/s
压比	14.2

燃烧室

型式	单管、单燃烧器、挂片式火焰管、高炉煤气燃烧室
外壳直径	2700mm
火焰管平均直径	1849mm
火焰管长度	4603mm

透平

型式	轴流式
级数	4 级
燃气进口温度	1058℃

(2) 高炉煤气压缩机部分：

低压煤气压缩机

型式	静叶可调轴流式
级数	15 级
压比	5.60
转速	3611r/min

高压煤气压气机

型式	离心式
级数	5 级
压比	2.79
转速	3611r/min
煤气压缩机总耗功	51.5MW

(3) 蒸汽轮机部分：

型式	三压、双缸、抽汽凝汽式
级数	高压 5 级，中压 6 级，低压 4 级
额定出力	60.5MW
转速	3000r/min

(4) 余热锅炉部分：

型式	三压、无补燃、自然循环
出口蒸汽压力/温度/流量	
高压	6.28MPa/513℃/169t/h
中压	1.86MPa/265℃/22t/h
低压	0.13MPa/107℃/19t/h

进口烟气温度 540℃
出口烟气温度 127℃

4.4 PG6581B-L 型燃气轮机及其联合循环

PG6581B-L 型燃气轮机是南京汽轮机(集团)有限责任公司与美国 GE 公司合作在 MS6001(B) 型燃气轮机的基础上专门开发研制的,可使用低热值气体燃料的燃气轮机。其燃料的低位热值为 5577kJ/m³ (1332kcal/m³, 标况下)的高炉煤气与焦炉煤气的混合煤气。由 PG6581B-L 型燃气轮机组成的联合循环装置为双轴结构,燃气轮机和蒸汽轮机各拖动一台发电机。与其他的高炉煤气燃气轮机联合循环系统一样,在系统中必须设置电除尘器和煤气增压装置。由于低热值煤气在低负荷下燃烧稳定性差,燃气轮机要用轻油点火启动,并在达到一定的负荷时才开始切换到燃用混合煤气。该机组的燃料切换点为 20% 负荷以上。在大气温度较低条件下,为了解决机组各元件间流量平衡的问题,压气机进口加热系统投入工作,从压气机排气中抽气,回注到压气机的进口,抽气量不大于总空气量的 5%。联合循环净总功率为 50.958MW,净热效率 38.09%。

整台联合循环中主要设备的技术规范如下:

(1) 燃气轮机部分(环境温度 15℃,大气压力 0.103 5MPa,相对湿度 60%)。

型号	PG6581B-L 单轴,开式简单循环
额定出力	45.6MW
燃气轮机热耗量	481.6×10 ⁶ kJ/h
混合煤气耗量	86 354m ³ /h (标况下)
混合煤气低位热值	5577kJ/m ³ (标况下)
排气温度	516℃
燃气轮机排气量	598.3t/h

压气机

型式	轴流式(进口导叶可调)
级数	17 级
流量	131.8kg/s
压比	13.2

燃烧室

型式	逆流式分管型低热值煤气燃烧室
数量	10 只

透平

型式	轴流式
级数	3 级
燃气进口温度	1063℃

(2) 混合煤气压缩机部分。

低压煤气压缩机

型式	轴流式(进口导叶及 15 级静叶可调)
级数	17 级
压比	6
耗功	7.668MW

高压煤气压气机

型式	离心式
级数	4 级
压比	3.6
耗功	5.931MW

煤气压缩机总耗功 14.142MW

(3) 蒸汽轮机部分。

型式 中压、纯凝汽式

额定出力 19.5MW

(4) 余热锅炉部分。

型式	中压单压
出口蒸汽流量	70.5t/h
蒸汽压力	3.9MPa
蒸汽温度	450℃
进口烟气温度	540℃
出口烟气温度	140℃

5 经济性与环保评估

低热值煤气燃气轮机可燃用高炉煤气和以空气为气化剂的合成煤气等低热值煤气,可在钢铁厂的能源综合利用、节能降耗、解决环境污染问题和发展煤气化联合循环发电技术等方面起到重要的作用。

5.1 低热值煤气燃气轮机在钢铁厂中的应用

高炉煤气是钢铁厂高炉炼铁时产生的副产品,每熔炼 1t 生铁可产生约 3900m³ (标况下)高炉煤气(干气),热值一般为 2512~3349kJ/m³ (600~800kcal/m³, 标况下)。虽然熔炼技术越先进,所产生的高炉煤气的热值越低,但随着钢铁企业的发展,规模不断扩大,高炉煤气的产量将十分巨大。而随着生产规模的不断扩大,所要求的电力供应量也将增大。

回收利用高炉煤气的途径很多,通常,高炉煤气除了在热风炉中自用和供炼焦炉加热之外,还用于蒸汽轮机装置中发电和供汽;利用高炉煤气本身的压力,通过膨胀透平拖动发电机发电(TRT)等。但还是有一部分高炉煤气未能回收利用而焚烧排空,造成能源浪费和环境污染。

高炉煤气燃气轮机联合循环具有热效率高,可电力和蒸汽并供,启动迅速,操作方便,调节灵活,占地少,建设周期短等优点,是钢铁企业高效利用高炉煤气、节能降耗、解决环境污染问题的最佳方式。

宝山钢铁股份有限公司(简称宝钢)的高炉煤气以前除钢厂自用一部分外,还有较大的剩余高炉煤气可供自备电厂燃用。自备电厂装有两台 350MW 的汽轮发电机组,热效率为 38%,在国内属高水平。该机组的高炉煤气设计混烧率为 30%,最高混烧率为 65%;实际的混烧率仅为 25%左右。宝钢随着三期工程项目建成投产,已成为一个具有 1000 万 t 钢铁生产能力的特大型钢铁联合企业,其 3 台 4000m³ 级的炼铁高炉产生大量高炉煤气,以致每年有几十亿立方米(标况下)高炉煤气有待回收利用。为此,建造了一台 150MW 高炉煤气燃气—蒸汽联合循环机组。这是我国建造的第一套高炉煤气联合循环机组,该机组于 1997 年 11 月通过性能验收试验后投入商业运行。该台联合循环机组在环境温度 15℃、压力 0.1013MPa 的条件下,当凝汽器冷却水入口温度为 18℃,工业送汽量为零时,发电机端的输出功率为 149.6MW;发电机端的效率为 45.52%,高出其蒸汽轮机发电机组的热效率很多。机组燃用的高炉煤气低热值的设计值为 3265kJ/m³ (780kcal/m³, 标况下),目前高炉煤气的低热值仅为 2847kJ/m³ (680kcal/m³, 标况下),这样,高炉煤气耗量为 416km³/h (标况下),按基本负荷年运行 7000h 计算,每年可高效地回收利用高炉煤气 29 亿 m³ (标况下),使宝钢高炉煤气放散率从 1997 年的 12.68%下降到目前的 0.1%左右,几乎达到零排放;机组排放烟气中的 NO_x 含量小于 10×10⁻⁶ (容积,干基),彻底解决了环境污染问题。该机组还可向工厂提供温度 260℃、压力 1.57MPa 的蒸汽 180t/h。从而使宝钢实现高炉煤气、蒸汽、

电力三种能源介质的平衡使用。此外,该台机组每年可为宝钢节约资金 1.2 亿多元,并将 1998 年吨钢综合能耗降为 748kg 标准煤、2003 年达到 675kg 标准煤,进入世界先进行列作出贡献。

南京汽轮电机(集团)有限责任公司与美国 GE 公司合作生产的首台 PG6581B-1 型低热值煤气燃气轮机组成的燃气—蒸汽联合循环发电装置,于 2003 年在通化钢铁有限公司投产运行。联合循环净总功率为 50.958MW,净热效率 38.09%。由于中小型蒸汽轮机装置的效率较低,只有百分之二十几,这台联合循环机组与常规的汽轮机发电机组相比,热效率提高了 10 个百分点以上。机组燃用低位热值为 5577kJ/m³ (1332kcal/m³,标况下)的高炉煤气与焦炉煤气的混合煤气,按基本负荷年运行 7000h 计算,每年可较高效地回收利用高炉煤气 5.11 亿 m³ (标况下),焦炉煤气 0.93 亿 m³ (标况下);而与常规的汽轮机发电机组相比,NO_x 排放则下降了 90%。

高炉煤气(低热值煤气)燃气—蒸汽联合循环热电装置不仅可充分利用钢铁企业富余的高炉和焦炉煤气,实现高炉煤气零放散,改善环境,为企业提供高效的电力和蒸汽,大幅度地提高电力自给率;还为钢铁企业的节能降耗,降低吨钢综合能耗,提供了根本的保证。由此,高炉煤气(低热值煤气)燃气—蒸汽联合循环热电装置在我国钢铁企业中得到

快速推广。济南钢厂的一套 PG6561B-1 型燃气轮机为主体的 CCGP 于 2004 年投入运行。此后,我国鞍钢、沙钢、马钢、邯钢、涟钢和包钢等大中型钢铁企业陆续建造共 10 套高炉煤气(低热值煤气)燃气轮机联合循环发电装置,将在 2008 年上半年前全部投产运行。

5.2 整体煤气化联合循环装置中的低热值煤气燃气轮机

整体煤气化燃气—蒸汽联合循环(IGCC)中的气化炉采用空气作为气化剂时,气化炉将向燃气轮机提供热值低于 6.28MJ/m³ (1500kcal/m³,标况下)的低热值煤气;在采用氧气作为气化剂时,虽然产生中热值煤气,但为了减少燃气轮机排气中的 NO_x 含量,常常是中热值煤气和回注的 N₂ 预先混合为低热值煤气,并使之饱和以水蒸气,然后进入燃烧室中去燃烧。因此,必须发展低热值燃气—蒸汽联合循环,其中,低热值煤气燃气轮机是关键的设备。低热值煤气燃气轮机运行的经济性和可靠性对整个 IGCC 电站的经济性和实用性都有重要的影响。

低热值煤气燃气轮机是发展和建造 IGCC 电站的基础设备之一。IGCC 电站选用的燃气轮机,要具有燃烧中、低热值煤气和回注 N₂ 的业绩,出力要与电站容量相匹配,热力性能较先进,还要有有关部件改造和 IGCC 电站调节控制系统改造的业绩。

第6章 煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环发电

以煤气化为基础的多联产技术是实现煤炭洁净利用的主要途径之一，它一方面使煤炭资源高效洁净转化为可利用的二次能源或石油替代燃料，另一方面解决煤炭在利用过程中的污染问题。煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环将成为21世纪一种全新的发电方式。

燃料电池主要以氢气为燃料，利用电化学反应将燃料的化学能转化为电能。燃料电池发电具有高效洁净的优点，发电效率一般在40%~50%，大大优于常规燃煤发电。

通过煤气化的方式将煤炭气化后产生的CO和烷烃类化合物转换为氢气，氢气进入燃料电池产生电能。工作在600~900℃的高温燃料电池排出的废气温度较高，并且含有一定量的未反应的燃料，可通过补充燃烧方式，在提高温度后进入燃气轮机，通过燃气—蒸汽联合循环方式回收热量并产生电能。煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环的发电效率可达60%~70%，热效率可达80%以上，是未来很具竞争力的发电方式。

1 煤气化制氢技术

自然界中的氢主要是以其化合物（如水和碳氢化合物）的形式存在，以游离态存在的氢气很少。人类获得氢气的主要方法是从氢的化合物中提取。从理论上讲，制氢方法很多，如矿物燃料制氢、电解水制氢、微生物制氢、光催化分解水制氢等。目前世界上所需氢气的90%都是由矿物燃料制氢方法得到的。在矿物燃料中，煤资源非常丰富，因此，各种煤制氢技术仍将是获得大量氢的重要途径之一。

煤气化制氢是先将煤炭气化得到以 H_2 和CO为主要成分的气态产品，然后经过CO变换和分离、提纯等处理而获得一定纯度的氢。煤气化制氢的原则性流程如图13.6-1所示。



图 13.6-1 煤气化制氢的原则性流程

现代大型煤气化装置中，应用较为广泛的是气流床气化技术。气流床气化包括水煤浆进料和干煤粉进料两种，典型的技术主要包括美国GE公司的水煤浆加压气化工艺（原为德士古公司Texaco技术）、荷兰壳牌公司的SCGP粉煤加压气化工艺技术和德国GSP气化技术。美国Texaco公司在渣油部分氧化技术基础上开发出了水煤浆气化技术，其主要特点为：煤种适应性较强，气化压力高，水煤浆气化压力范围在2.6~6.5MPa之间，提高气化压力，可降低装置投入，有利于降低能耗，煤气中有效气体（ $CO+H_2$ ）较高，约80%，冷煤气效率为70%~76%。Texaco大多采用激冷流程，CO变换不需补入蒸汽，对于煤制氢具有较强的优势。

Shell公司于1972年开始从事煤气化的研究，所开发的SCGP工艺是粉煤加压气化工艺，1978年第一套中试装置在德国汉堡建成并投入运行。1987年在美国休斯敦附近的日

投煤量250~400t的示范装置建成投产。1993年在荷兰Buggenum的日投煤量2000t的大型商业用气化装置建成投产，用于联合循环发电（IGCC）。SCGP气化技术主要特点为：对气化原料有较宽的适应性，碳转化率高达99%以上，甲烷含量极低，煤气中有效气体（ $CO+H_2$ ）达到90%以上，采用干法进料。与湿法水煤浆气化工艺相比，氧耗低，单炉生产能力大（工业化应用单台炉日处理煤量已达2000t），热效率高，冷煤气效率80%~85%，是一种比较理想的适用于煤制氢的煤气化技术。

GSP煤气化是原民主德国VEB Gaskombiant的黑水泵公司于1976年开始研究开发的干煤粉加压气化工艺，1985年实现工业化应用。目前，工业化气化炉单台的生产能力为720t/d（标准煤），气化压力为4.0MPa。GSP气化炉采用盘管式水冷壁气化炉结构，对气化粉煤的粒度要求较为宽松，工业化装置气化原料煤的粒度在24.5%>0.2mm的条件下一次性碳转化率可达98%以上。

两段式干煤粉加压气化技术是西安热工研究院有限公司于2006年开发成功的煤气化技术。气化炉采用水冷壁结构，气化温度范围1300~1700℃，气化反应压力0.5~4.0MPa，碳转化率达99%以上，有效气体成分（ $CO+H_2$ ）达90%以上，煤种适应性好。与国外先进干法气化技术相比，冷煤气效率提高2~3个百分点，比氧耗低10%~15%；与水煤浆气化技术相比，冷煤气效率提高7%~10%，比氧耗降低20%~30%。

1.1 CO变换工艺

工业生产中CO变换反应均在催化剂存在的条件下进行。根据反应温度不同，变换过程分为中温变换和低温变换。中温变换催化剂以 Fe_2O_3 为主，反应温度为350~500℃，反应后气体中仍含有3%左右的CO。低温变换以铜（或硫化钴—硫化钼）为催化剂载体，操作温度为180~280℃，反应后气体中残余CO降到0.3%左右。

近年来，随着高活性耐硫变换催化剂的开发和使用，变换工艺发生了很大变化，由过去单纯的中温变换、中低温变换，发展到目前的中变串低变、全低低、中低低变换等多种新工艺。变换反应是放热反应，反应热随温度升高而有所减少。在生产中，应充分回收利用变换反应热，以大幅度降低能耗。

变换反应的平衡常数随温度的升高而降低，因而降低温度有利于变换反应向右进行，变换气中残余CO的含量降低。

1.1.1 催化剂

CO变换工艺中所用催化剂大致有中温变换催化剂、低温变换催化剂和耐硫变换催化剂三类。

1.1.1.1 中温变换催化剂

中温变换催化剂中含 Fe_2O_3 80%~90%， Cr_2O_3 7%~11%，并有少量的 K_2O 、 MgO 和 Al_2O_3 等成分。活性组分是 Fe_2O_3 ，使用前需将 Fe_2O_3 还原为 Fe_3O_4 。 Cr_2O_3 为促进

剂, 可与 Fe_3O_4 形成固溶体, 高度分散于活性组分 Fe_3O_4 晶粒之间, 使催化剂具有更细的微孔结构和更大的比表面积, 从而提高催化剂的活性和耐热性, 延长使用寿命。添加剂 K_2O 可提高催化剂的活性, MgO 和 Al_2O_3 能增加催化剂的耐热性, MgO 还具有良好的耐硫性能。

1.1.1.2 低温变换催化剂

目前工业上应用的低温变换催化剂均以氧化铜为主, 经过还原后具有活性的组分是细小的铜微晶。但单纯的铜微晶在操作温度下极易烧结, 导致微晶增大, 比面积减小, 活性下降和寿命缩短。为此, 在催化剂中加入氧化锌、氧化铝、氧化铬等添加物, 作用是将铜微晶有效地分隔开来, 提高其稳定性。根据添加物不同, 低温变换催化剂可分为铜锌、铜锌铝和铜锌铬三种。其中, 铜锌铝型性能好, 生产成本低, 且无毒。低温变换催化剂的组成范围为 $\text{CuO} 15\% \sim 32\%$ (高铜催化剂可达 42%), $\text{ZnO} 32\% \sim 62.2\%$, $\text{Al}_2\text{O}_3 30\% \sim 40.5\%$ 。

低温变换催化剂对毒物十分敏感。引起催化剂中毒或活性降低的物质有冷凝水、硫化物和氯化物。变换系统气体中, 含有大量水蒸气, 为避免冷凝水的出现, 低温变换温度一定要高于该条件下气体的露点温度。

硫化物主要来自原料气和中温变换催化剂的“放硫”, 它使低温变换催化剂永久中毒。当催化剂硫含量达 1.1% , 催化剂就基本失去了活性。所以必须对原料气精细脱硫, 使 H_2S 含量小于 $1\text{cm}^3/\text{m}^3$, 并保证“放硫”安全。一般低温变换炉上部装有 ZnO , 用来进一步脱硫。

氯化物是对低温变换催化剂危害最大的毒物, 当催化剂中氯含量达 0.01% 时, 就明显中毒; 当氯含量为 0.1% 时, 催化剂的活性基本丧失。氯主要来源于水蒸气, 为了保护催化剂, 要求水蒸气中氯含量小于 $0.01\text{cm}^3/\text{m}^3$ 。

1.1.1.3 耐硫变换催化剂

铁铬系中温变换催化剂活性温度高、抗硫性差; 铜锌系低温变换催化剂低温性能虽然好, 但活性温区窄, 对硫、氯十分敏感。20 世纪 70 年代初期, 针对重油和煤气化制得的原料气含硫较高, 铁铬催化剂不能适应耐高硫的要求, 开发了钴钼系耐硫变换催化剂, 其主要成分为 CoO 和 MoO_3 , 载体为 Al_2O_3 等, 又加入少量碱金属, 以降低催化剂的活性温度。

钴钼系耐硫催化剂的主要活性组分氧化钴和氧化钼在使用前, 需将其转化为硫化钴、硫化钼才具有变换活性, 这一过程称为硫化。对催化剂进行硫化, 可用含氢的二硫化碳, 也可直接用硫化氢或用未脱硫的原料气。为了缩短硫化时间, 保证活化得好, 工业上一般都采用在干变换气中加 CS_2 为硫化剂。

1.1.2 生产流程

变换工艺流程设置, 主要根据原料气种类及各项工艺指标的要求、催化剂特性和热能的利用及脱除残余一氧化碳方法等综合考虑。

首先, 应依据原料气中 CO 含量高低来加以确定, CO 含量高, 应采用中温变换, 这是因为中温变换催化剂操作温度范围较宽, 而且价廉易得, 使用寿命长。当 CO 含量高于 15% 时, 必须考虑反应器分为二段或三段。其次, 应根据进入系统的原料气温度和含湿量, 考虑气体的预热和增湿, 合理利用余热。第三应将 CO 变换和脱除残余 CO 的方法结合考虑。如果允许 CO 残余量较高, 则仅用中温变换即可, 否则, 采用中温变换与低温变换串联, 以降低变换气中 CO 含量。

1.2 变换气的脱碳

脱碳的方法很多, 大部分为溶液吸收法。根据吸收剂性质的不同, 可分为物理吸收、化学吸收法和物理化学吸收法三大类。

物理吸收法一般用水和有机溶剂为吸收剂, 利用 CO_2 比 H_2 、 N_2 在吸收剂中溶解度大的特性而除去 CO_2 。吸收后溶液的再生依靠简单的闪蒸解吸和汽提放出 CO_2 。常用的方法有低温甲醇法、聚乙二醇二甲醚法 (NHD 法) 等。

化学吸收法大多是用碱性溶液为吸收剂, 中和酸性气体 CO_2 , 采用加热再生溶液中的 CO_2 。常用的方法有氨水法、改良热钾碱法 (如苯菲尔法) 等。苯菲尔法是在热碳酸钾溶液内添加二乙醇胺作为活化剂来净化气体的方法, 该法是活化热钾碱法中应用最为广泛的方法, 目前世界上有数百套工业装置在运行。

物理化学吸收法兼有物理吸收和化学吸收的特点, 方法有环丁砜法、甲基二乙醇胺 (MDEA 法) 等。甲基二乙醇胺 (MEDA) 法最早用于脱硫, 德国 BASF 公司于 20 世纪 80 年代将 MDEA 用于脱除 CO_2 , 开发了用活化 MDEA 溶液脱除 CO_2 的低能耗工艺, 目前很多新建的装置都采用此法。MEDA 法兼有化学和物理吸收的特点, 适用于气体中 CO_2 分压较高的条件。 CO_2 分压高, 溶液的吸 CO_2 能力大, 物理吸收 CO_2 部分的比例大, 热量的消耗少。如合成氨变换气中 CO_2 浓度为 $26\% \sim 28\%$, 选用 MDEA 法脱 CO_2 的适宜压力应大于或等于 1.2MPa 。

虽然很多有机溶剂可用作物理溶剂, 但在工业上应用的溶剂必须符合如下条件: ① CO_2 在溶剂中的溶解度必须比水高几倍; ② 对 H_2 和 CH_4 的溶解度低; ③ 溶剂的黏度低; ④ 不腐蚀设备; ⑤ 不会同气体中杂质起反应; ⑥ 在室温下蒸汽压低; ⑦ 价格适宜等。

碳酸丙烯酯法脱除 CO_2 最早是美国 Fluor 公司开发的, 在国外称为 Fluor 法。中国南京化工研究院于 20 世纪 70 年代将此方法首先用于合成氨厂变换气中 CO_2 的脱除, 至今已有上百个工厂采用此方法。碳酸丙烯酯法吸收 CO_2 和 H_2S 是属于物理吸收过程, 原料气中 CO_2 、 H_2S 等可溶解气体在碳酸丙烯酯中的溶解度随着压力的升高而增大。碳酸丙烯酯对 CO_2 、 H_2S 及一些有机硫有较大的溶解能力, 而对 H_2 、 N_2 、 CO 、 CH_4 、 O_2 等气体的溶解度要小得多。在相同温度与压力条件下, CO_2 在碳酸丙烯酯中的溶解度为 H_2 的 130 倍左右, 因此碳酸丙烯酯能用于气体混合物中 CO_2 的吸收和分离。

聚乙二醇二甲醚法由美国 Allied 化学公司 1965 年开发, 称为 Selexol 法, 它使用多组分的聚乙二醇二甲醚的混合溶剂。目前 Selexol 是美国 UOP 公司的专利技术。中国南京化学工业集团研究院对各种溶剂进行筛选后得出用于脱硫和脱 CO_2 的聚乙二醇二甲醚较佳溶剂配方, 商品名为 NHD 溶剂, 成功地用于各种合成气的脱硫和脱 CO_2 。聚乙二醇二甲醚法吸收 CO_2 、 H_2S 等气体的过程具有典型的物理吸收特征, 即 CO_2 、 H_2S 等气体在溶剂中的溶解度随压力升高而增大, 随温度降低而增大。在相同温度条件下, H_2S 在溶剂中的溶解度大约是 CO_2 的 9 倍, 因此该溶剂能选择性吸收 H_2S 。

甲醇是有机极性溶剂, 由于其凝固点低、沸点低、黏度低、对有机硫化物具有很大的亲和力, 且价廉易得, 是脱除二氧化碳、含硫化合物、氰化物、轻烃物质等良好的物理吸收剂。

低温甲醇洗法 (Rectisol) 以纯甲醇为吸收剂, 在低于 0°C 、加压下脱除原料气中的高浓度酸性气体, 特别适用于以煤、重油、沥青等重质烃类为原料的合成氨、羰基合成气、甲醇合成气、城市煤气等气体的净化。

低温甲醇洗净化法是德国的林德和鲁奇两家公司在 20 世纪 50 年代共同开发的。1951 年由福塞 (Fousor) 提出, 1954 年鲁奇公司在南非萨索尔 (Sasol) 合成液体燃料厂建成世界上第一套低温甲醇洗工业装置, 处理气量为 $1.9 \times 10^5 \text{ m}^3/\text{h}$ (标况下), 净化气中残余 CO_2 约为 1%, 总硫为 $0.6 \text{ mg}/\text{m}^3$ (标况下)、不饱和烃 $1 \text{ mg}/\text{m}^3$ (标况下)。1964 年林德公司设计了低温甲醇洗配氮洗联合装置来脱除变换气中的硫化氢及二氧化碳, 以制取合成氨所需的高纯度氢。该装置的处理能力为 $1.8 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$ (标况下), 净化气中 CO_2 小于 $5 \text{ mg}/\text{m}^3$ (标况下), 几乎不含硫化物。20 世纪 70 年代后, 世界上所建设的以煤、重油为原料的大型合成氨装置绝大部分采用此净化方法。目前, 全世界约有低温甲醇清洗装置 50 余套。中国自 20 世纪 80 年代以来引进的以煤、重油、沥青为原料的大型合成氨厂, 其净化部分都采用这一技术。

近年来, 变压吸附 (PSA) 脱碳法在我国得到推广使用。变压吸附技术是以吸附剂 (多孔固体物质) 内部表面对气体分子的物理吸附为基础, 利用吸附剂在相同压力下易吸附高沸点组分, 不易吸附低沸点组分; 高压下吸附量增加 (吸附组分)、减压下吸附量减小 (解吸组分) 的特性。将原料气在压力下通过吸附剂床层, 相对于氢的高沸点杂质组分被选择性吸附, 低沸点组分的氢不易吸附而通过吸附剂床层, 达到氢和杂质组分的分离。然后在减压下解析被吸附的杂质组分, 使吸附剂获得再生, 以便下一次再进行吸附分离杂质。这种压力下吸附杂质提纯氢气、减压下解析杂质使吸附剂再生的循环便是变压吸附过程。

变压吸附脱碳技术是利用固体吸附剂在加压下吸附 CO_2 , 使气体得到净化。吸附剂再生是减压脱附析出 CO_2 。一般在常温下进行, 能耗低, 操作简便, 对环境无污染。PSA 法还可用于分离提纯 H_2 、 N_2 、 CH_4 和 CO 等气体。我国已有国产化 PSA 装置, 其规模和技术均达到国际先进水平。

2 燃料电池技术

燃料电池被称为是继水力、火力、核能之后第四代发电装置和替代内燃机的动力装置。国际能源界预测, 燃料电池是 21 世纪最有吸引力的发电方法之一。

燃料电池是一种将储存在燃料和氧化剂中的化学能, 直接转化为电能的装置。由于没有转动部件, 理论上燃料电池的能量转换率为 100%, 装置无论大小实际发电效率可达 40%~60%, 可以实现直接进入企业、饭店、宾馆、家庭实现热电联产联用, 没有输电输热损失, 综合能源效率可达 80%。装置为积木式结构, 容量可小到只为手机供电、大到与目前的火力发电厂规模相当, 非常灵活。燃料电池不受卡诺循环限制, 能量转换效率高, 洁净、无污染、噪声低, 呈模块结构、比功率高, 既可以集中供电, 也适合分散供电。

2.1 燃料电池分类

按照电解质的不同, 燃料电池可分为碱性燃料电池 (AFC)、磷酸型燃料电池 (PAFC)、熔融碳酸盐燃料电池 (MCFC)、固体氧化物燃料电池 (SOFC) 及质子交换膜燃料电池 (PEMFC) 等。按其工作温度的不同, 把碱性燃料电池 (工作温度为 100°C)、固体高分子型质子膜燃料电池

(也称为质子膜燃料电池, 工作温度为 100°C 以内) 和磷酸型燃料电池 (工作温度为 200°C) 称为低温燃料电池; 把熔融碳酸盐型燃料电池 (工作温度为 650°C) 和固体氧化型燃料电池 (工作温度为 1000°C) 称为高温燃料电池。

2.1.1 碱性燃料电池 (AFC)

10kW 级高性能碱性燃料电池 (AFC) 是美国航天飞机的主要电源, 迄今已应用了近 20 年, 被证明是安全可靠的电源。1962~1978 年, 美国宇航局 (NASA) 投资 1.7 亿美元发展航天用碱性燃料电池, 电池组可连续运行 2500h。欧洲 Hermer 空间渡船计划也决定采用 AFC 为电源, 由德国 Siemens AG 负责研制, 在 20 世纪 90 年代后期用于空间飞船首航。

AFC 容易得到高的出力密度, 但必须使用纯 H_2 和纯 O_2 , 即使微量的 CO_2 所产生 CO_3^{2-} 都会使电解质变质, 导致电池性能恶化, 故不可使用含 CO_2 的空气作氧化剂。AFC 必须使用铂、金、银等贵金属作电催化剂, 造价较高, 故不适合于地面或民用发电。早期将 AFC 用于汽车及潜艇动力的尝试已不再继续, 但用作空间站高效储能电池的再生式碱性燃料电池 (RFC) 仍在研制中, 以期替代现在的 Ni-Cd、Ni- H_2 电池。

为了克服碱溶液易受 CO_2 的影响, 出现了用酸代替碱作电解质的磷酸型燃料电池 (PAFC), 被称为第二代燃料电池。

2.1.2 磷酸燃料电池 (PAFC)

PAFC 能以天然气、石油或甲醇重整气为燃料, 以空气作氧化剂。PAFC 的开发始于美国, 代表性的公司有美国的联合技术公司 (UTC)。1977 年由美国 9 个电力公司与 UTC 联合开发兆瓦级燃料电池, 1983 年后由 UTC 派生的国际燃料电池公司 (IFC) 开始了 200kW 级 PAFC 成套设备的开发, 在美国已建造了 1MW、4MW 和 7MW 的 PAFC 电站。20 世纪 80 年代, 由于日本的需要和财力, PAFC 的现场和商业化工作主要在日本进行。1990 年, IFC 与日本东芝公司以商业化为目的成立了 ONSI 公司, 专门生产 PC-25 型 (200kW) PAFC 燃料电池成套设备。PC-25 型已由 A 型发展到 B 和 C 型。目前, PC-25A、B 型 PAFC 电厂在全世界已超过 81 台, 主要分布在美国、日本、欧洲、加拿大、韩国等地。ONSI 在 1995 年推出 PC-25C 型, 其质量和体积比 B 型减小了 30%, 而且系统达到最优化, 价格降为 3000~3500 美元/kW。目前, 已有近 30 台在运行, 主要用在军事基地、煤气公司和电力公司等。运行实践表明, PAFC 可用率很高, 达到 95% 以上; 发电效率可达到 40%~45% (LHV)。

1991 年, 世界上最大的 PAFC 燃料电池电厂在日本东京电力公司五井电厂投运, 功率为 11MW, 到现在已累积运行 20000h 以上, 最长连续运行时间为 2901h。该电厂燃用天然气, 在 207°C 、 $7.4 \text{ kg}/\text{cm}^2$ 的条件下运行, 净发电效率可达到 41.6% (燃料高热值), 热回收率为 31.6%。该电厂为大型燃料电池发电系统提供了宝贵的示范经验。电厂出现的主要问题是: 系统设计尚未达到优化、空气和燃料连接管腐蚀造成废气混入反应气体, 导致电池受损、电压下降。

美国政府认为 PAFC 的技术已发展成熟, 因此, 不再继续支持厂商从事这种技术的研究, 但在移动电源和沼气应用方面仍有一些研究计划, 投资的重点已转向 MCFC 和 SOFC。

PAFC 存在的主要问题是: ①它需要贵金属铂作催化剂, 价格高, 而且极易因 CO 中毒, 运行中又可能发生烧结

和腐蚀,造成电池性能下降和寿命缩短;②以燃烧为基础的燃料重整器,使发电效率降低、造价增加;③余热利用率低,总发电效率较低;④大功率 PAFC 运行和检修费用较高。为了克服上述问题,国外研究开发了第三代燃料电池,即熔融碳酸盐型燃料电池(MCFC)。

2.1.3 熔融碳酸盐燃料电池(MCFC)

MCFC 工作温度为 $650\sim 700^{\circ}\text{C}$, 余热利用价值高, 电催化剂无需使用贵金属, 可以实现内重整, 能用脱硫煤气作燃料。MCFC 本体的发电效率可以达到 50% (燃料低热值) 以上; 组成联合循环的发电效率可以达到 $60\%\sim 70\%$ (燃料低热值); 若组成热电联产, 总热效率可达到 85% 以上。

与 PAFC 相比, MCFC 具有更高的效率, 可实现内重整、系统简化, 造价低。与 SOFC 相比, MCFC 的部件材料要求低, 制造工艺、结构、密封方式简单, 工程放大较容易。MCFC 已成为 20 世纪 80 年代以来美、日、欧重点发展的民用燃料电池发电技术, 是最有希望大规模应用于电力工业的燃料电池发电技术之一。

美国发展 MCFC 的目的主要是形成数百兆瓦以天然气或煤气为燃料的大容量燃料电池联合循环发电系统, 以改变美国目前的电力结构, 达到提高效率、降低污染物和温室气体排放的目的。

美国从 1976 年开始开发 MCFC, 主要的开发商有 ERC 公司和 MC Power 公司。ERC 与 40 个公司组成了燃料电池商业化集团 (Fuel Cell Commercialization Group-FCCG), MC Power 则与 60 个公司组成了碳酸盐技术商业化联盟 (Alliance to Commercialized Carbonate Technology)。除此之外, 这两个公司均有美国能源部的经费支持。ERC 20 世纪 70 年代开始研究 MCFC 的内重整技术, 1991~1994 年, 先后完成了 25、70kW 和 125kW 电池组的试验, 于 1996 年 5 月, 建成了 Santa Clara 2MW MCFC 的示范项目。该电站采用内重整技术, 直接燃用脱硫后的天然气。额定功率为 1.8MW, 试验开始后第 3 天就达到了 1.93MW。目前已完成了 1000h 试验验收。设计发电效率为 50% (燃料低热值), 试验中为了使温度较快升高, 投入了辅助燃料气燃烧炉, 使发电效率降至 43.6% (燃料低热值)。据专家估计, 只要停止使用辅助燃烧炉, 可以达到设计目标。由于该电厂是常压运行, 没有设置余热做功的联合循环, 而且热回收系统也远未达到优化。因此, 兆瓦级 MCFC 发电系统的发电效率还有进一步提高的巨大潜力。该电站曾出现绝缘失效、阳极短路及电解质干燥等问题, 在新设计中将予以解决。

2000 年, ERC 设计的单电池堆出力达到 250kW, 并进入商业化。2005 年后, 兆瓦级的 MCFC 进入商业化。美国能源部资助 ERC 近 1.5 亿美元, 以推动 ERC 的 MCFC 技术商业化。

MC Power 公司以加压运行和外重整为研究开发方向, 1996 年, 在美国的圣地亚哥建成了一座单电池堆出力为 250kW 的 MCFC 电厂, 发电效率设计为 45% (燃料低热值), 采用外部重整, 燃用天然气, 未设余热发电系统。MC Power 公司的另一个 250kW MCFC Unocal 工程 1995 年在加州的 Brea 投运。有了这两个工程的经验, MC Power 公司在 2000 年建设了一座由 4 个 250kW 电池堆组成的 1MW MCFC 电站。MCFC 与煤气化联合循环结合, 将组成高效的洁净煤发电装置。ERC 曾在丹麦进行过 100kW MCFC 燃用煤气的试验, 煤气净化的目标是: 煤气中硫含量小于 1×10^{-6} , Cl 含量与硫大致相当。美国 Destec 能源公司也正在研究开发 30kW 以煤气化合成煤气作燃料的燃料电池发电技

术。美国能源部 CCT-5 计划中的 Camden 清洁能源示范工程, 有 MCFC 示范内容, 即利用一部分煤气向 1.25MW 的 MCFC 提供燃料, 并进行 MCFC 系统示范。

日本从 1981 年开始研究开发 MCFC。1987 年研制成功 10kW MCFC 发电设备。1993 年开发成功 100kW 加压型外重整 MCFC 燃料电池组及辅助系统, 并试验成功。1995 年开始研究开发一座由 4 个 250kW 电池堆组成的 1MW 示范型发电厂, 该电厂于 1997 年在日本的川越火电厂投运, 并进行了试验验证。

目前, 世界上连续运行时间最长的 MCFC 是日本大阪工业技术研究所的 10kW 级小型 MCFC 发电装置, 累积运行时间已超过 4 万 h。日立公司已开发出电池有效面积达 1.2m^2 的 MCFC, 通过了 25kW 的加压运行试验。

燃料电池发电技术起源于欧洲, 但后来欧洲一度放弃研究, 目前欧洲的燃料电池技术远远落后于美国和日本。20 世纪 80 年代中期, 由于环境保护的压力, 欧洲又开始研究燃料电池发电技术。荷兰已决定发展 MCFC, 研究的重点是材料及其相关的制造技术。依靠国际合作, 荷兰已于 1989 年建成 1kW MCFC 电池组, 1990 年组装了 2.5kW, 1991 年组装了 10kW 电站, 正准备建造一座 100kW 的 MCFC 电站。意大利 Ansaldo 与美国 IFC 签订了有关 MCFC 的技术协议, 引进安装了一套单电池面积达到 1m^2 的自动化生产线, 年生产能力为 $2\sim 3\text{MW}$; 1996 年建造 100kW 级 MCFC 试验电站。此外, 德国、西班牙也有建造 MCFC 电站的计划。

2.1.4 固体氧化物燃料电池(SOFC)

SOFC 是继 MCFC 之后新一代的高温燃料电池。由于使用氧化锆系固体电解质, 避免了 MCFC 中电解质蒸发和析出, 也没有由电解液引起的材料腐蚀和电极析出问题, 电池的寿命较长。电池在 $800\sim 1000^{\circ}\text{C}$ 运行, 能提供高位热能, 更容易组成燃料电池联合循环发电系统。本体发电效率可达到 $50\%\sim 60\%$, 组成联合循环的发电效率可达到 $60\%\sim 70\%$, 甚至大于 70% 。若组成热电联产, 总热效率可达到 85% 以上。

与其他燃料电池相比, SOFC 的燃料适应性最强, 可使用合成煤气做燃料, 燃气中的硫含量可允许到 100×10^{-6} 。

SOFC 的结构以管型和板型为主。美国西屋 (Westinghouse) 公司的管形 SOFC 技术处于世界领先地位。20 世纪 60 年代初, 西屋公司就开始进行 SOFC 的研究开发; 1980 年开发出无密封管式 SOFC; 1993~1994 年在美国南加州进行了 20kW 演示试验。该公司已完成了 4 座 25kW SOFC 系统小型装置的试验, 运行时间已达到 7 万 h, 是各种燃料电池运行时间的最高纪录。1997 年, 西屋公司在荷兰 Arnhem 开始 100kW SOFC 成套设备示范运行, 连续运转 16000h 以上。该电站 SOFC 采用空气极支撑管状电池, 管直径为 22mm, 有效长度达到 1500mm。

德国西门子公司是平板型 SOFC 技术的领先者。1995 年该公司开发了 10kW 的电池组, 采用分离条块状结构, 较好地解决了材料热应力问题, 成功开发出 20kW 的平板型 SOFC。1997 年底, 建成了 25kW 的平板型 SOFC 堆, 连续运转 13000h。1998 年, 西门子公司兼并了西屋公司动力部, 西屋公司燃料电池技术也被西门子公司买断, 现在西门子西屋公司 (Siemens Westinghouse Electric Corporation) 掌握最先进的管型和板型 SOFC 技术。西门子西屋公司开发的世界第一座 220kW 加压型 SOFC/燃气轮机混合系统在加利福尼亚大学尔湾分校的美国国家燃料电池研究中心投入运

行,已运行 3257h 以上,效率达到 53%。另外,西门子西屋公司开发的 250kW 热电联产系统在加拿大的多伦多进行了示范,300kW 的 SOFC/微型燃气轮机混合系统在宾夕法尼亚的匹兹堡进行了示范。

与平板型固体氧化物燃料电池(SOFC)相比,管型 SOFC 因高机械强度、高抗热冲击性能、简化的密封技术、高模块化集成性能等特点,更适用于建设大容量电站。由于管型电池制备难度较大,从事管型 SOFC 研发的单位只有 30 余家,而实现 100kW 以上发电容量的只有西门子西屋动力(SWPC)公司。

(1) 阴极支撑管型 SOFC。SWPC 公司一直采用美国西屋电力公司的阴极自支撑结构制备 SOFC 的单管,工艺为:挤出一端封闭、一端开口的 LSM ($\text{La}_{0.8}\text{Sr}_{0.2}\text{MnO}_3$) YSZ (Y_2O_3 稳定的 ZrO_2) 基管,用等离子喷涂法,沿管轴线方向制备宽 11mm、厚 100 μm 的致密掺杂铬酸镧连接体条;用电化学气相沉积法(EVD),在阴极外层制备 30~40 μm 厚的致密 YSZ 电解质;在电解质膜外侧,用溶浆沉积法制备 100 μm 厚的 Ni YSZ 金属陶瓷阳极。单管总长度 1680mm、直径 22mm、壁厚 2.2mm,电化学活性反应区(ERZ)的有效长度 1500mm。在 ERZ 内,每根单管的有效面积为 834 cm^2 。

SWPC 公司采用的结构为由下至上并 3 串 8,由 24 根单管组成管束。管束内,并联的单管靠镍毡连接;串联的单管是下方单管的掺杂铬酸镧连接体通过镍毡,与上方单管的阳极相连。电堆内,管束靠镍毡串联形成管束列,管束列的阴、阳极两端为镍板,管束列进一步串联,形成电堆。电堆组装、拆卸及单管更换时,以管束为单元,所以管束加工制备很重要。一般管束是通过高温炉预烧制而成,也可以采用硬构件—软构件连接法连接。

目前,SWPC 公司的单管、电堆的制备和组装技术成熟,已从制备电解质膜、连接体、阳极所用的 3 步 EVD 技术减少至制备电解质膜一步。但由于制备成本高、制作周期长、生产效率低等因素,SWPC 公司正试图用其他手段来取代 EVD 技术。

加拿大燃料电池技术(ECT)公司主要致力于 5kW 管型 SOFC 发电系统的研发,所用电堆由 SWPC 公司设计制造。日本东陶公司采用浆料涂覆技术,分步制备 YSZ 电解质、掺杂铬酸镧连接体和 Ni YSZ 阳极,其电堆研制规模为 10kW。

阴极作支撑管的 SOFC 机械强度好,热循环性能高,技术要求高,易于移动、组装、管理。但由于支撑管管壁较厚,阴极阻抗和氧化剂的传质阻力较大,所以电堆要在 930~1000 $^{\circ}\text{C}$ 高温下工作。正常工作电压下,输出功率密度仅 0.15~0.20 W/cm^2 。

(2) 阳极支撑管型 SOFC。阳极支撑管型 SOFC 是伴随微管技术发展起来的。英国 Keele 大学采用共挤出的方法,挤出具有功能梯度的 Ni YSZ 阳极层和 YSZ 电解质层,由管内向管外,阳极层中 Ni 含量由 90% 递减至 30%,最外层为 100 μm 厚的 YSZ 电解质层,用涂覆方法,在电解质外层上制备 LSM 阴极材料,微管直径 3mm、管壁厚 0.3mm、长度 50mm、有效长度 25mm。Ni YSZ 阳极经调整改性后,可以使用不同烃类作为燃料。

Keele 大学的微管 SOFC 技术主要特点是:可快速启动、可使用不同烃类作为燃料。Keele 大学先后组装出 20、200、400、1000 根单管组成的多个电堆,其中,1000 根单管电堆在以天然气为燃料时,对外发电 500W,整个操作过程由计

算机控制。Acumentrics 公司开发了民用 5、10kW 发电系统及 2kW 不间断电源等产品,启动时间为 10~30min,燃料为天然气、甲烷、丙烷、乙醇、甲醇或氢气。与 Keele 大学不同的是,该公司电池管全部水平放置,并套接在燃料气注入管上,提高了电池管的有效利用率。

阳极支撑管型 SOFC 可通过低成本的制备方法实现电解质薄膜化,降低工作温度。用廉价的湿化学法替代 EVD、化学气相沉积(CVD)法制备薄膜电解质,不仅降低成本、缩短制备周期、提高效率,更可实现电池在 600~800 $^{\circ}\text{C}$ 的中温下工作。

(3) 扁管型和套接管型 SOFC。管型 SOFC 中,采用连接体连接的电堆在串联方式下,电流的流动距离相对增大,电池内部欧姆阻抗增大;在考虑电池效率时,导致电池输出的功率密度偏低。为对此进行改进,一种集管型和平板型优点于一身的扁管型高功率密度 SOFC 结构倍受青睐。

HTsukuda 等研制的以 CaO 稳定 ZrO_2 作为支撑管的套接管型 SOFC,制备过程中有 EVD、CVD 等工艺,最大的优点是所得电池为串联结构,电压较高,但制备成本高、工艺复杂、密封问题较严重。三菱重工先后采用等离子喷涂法和印刷技术制备电解质膜,在连接体制备上选用浆料涂覆技术,电堆研制规模为 15kW。

2010 年,20MW SOFC 将实现商业化,并开始以天然气为燃料的 100MW SOFC 中心电站的示范;2020 年,实现煤气化 SOFC 联合循环发电。

美国的 SOFC 计划:2004~2008 年开发并商业化效率为 60%、1500 美元/kW 的 MW 级的管式 SOFC 电站,其优越的性能有助于减轻环境污染。DOE 估计 5kW 平板型 SOFC 的生产成本会降低到 400 美元/kW。由 NETL 和 PNNL 组建的固态能源转化联盟(SECA)致力于加快 3~10kW 平板型和其他 SOFC 商业化的进程。如果 3~10kW 单元在成本保持不变的情况下进行尺寸规模放大,那么实现商业化、进入局域供电和其他的分布式发电市场的进程就不远了。

2.1.5 质子交换膜燃料电池(PEMFC)

质子交换膜燃料电池是以固体高分子(通常为全氟化磺酸型固体聚合物)材料作为电解质,以纯氢为燃料,以空气为氧化剂。该电池可室温启动,无腐蚀问题,电池寿命较长,电极工作电流密度高(300~1000 mA/cm^2),质量和体积比功率大,特别适合于作为军用可移动电源,如航天器、潜艇、深潜器、战地用移动电源等,也是电动汽车最佳的候选电源之一。

美国 GE 公司在 20 世纪 60 年代就将 PEMFC 成功地用于双子星号航天飞行器。但当时这种电池存在两大缺点,一是电催化剂 Pt 用量大,达到每平方厘米几十毫克,造价高;二是电池寿命短,其原因是膜在运行过程中降解。进入 80 年代,PEMFC 所用的电解质薄膜有了突破性进展,美国杜邦公司生产的全氟化磺酸膜(NAFION 膜)是目前性能最好的一种,不但使电池性能提高,而且还解决了电池寿命问题。另一个突破性进展是采用立体化结构概念,加拿大 Ballard 公司已将电催化剂 Pt 用量降到 0.1~0.5 mg/cm^2 。

目前,加拿大 Ballard 公司是全球规模最大、技术最先进的专门研制和生产 PEMFC 的公司。该公司成立于 1979 年,1983 年开始研制 PEMFC,当时只有很少的资金和几个人。1993 年,该公司研制出 90kW PEMFC 轿车;1995 年,研制出 205kW PEMFC 大轿车。出于对 Ballard 公司 PEMFC 技术的信任,奔驰汽车公司、福特汽车公司纷纷与 Ballard

公司合资组建 PEMFC 汽车制造公司。1997 年,合作研制出 50kW 以甲醇为燃料的小汽车,随后又制造出 250kW 的以压缩氢气为燃料的 Nebus 型公共汽车。1997 年 8 月, Ballard 公司研制出 250kW 的 PEMFC 固定电站,以天然气为燃料,配备脱硫和重整器,组成发电设备。

美国政府 1993 年 2 月提出“清洁汽车”计划,1994 年拨款 1200 万美元发展 PEMFC。近年来,直接燃用甲醇的质子交换膜燃料电池(DMFC),使燃料电池燃料的运输和储存方便,电池系统简化。美国政府已直接投入 1500 万美元进行这方面的基础性研究。除了用于汽车之外,美国已用 5kW 的 PEMFC 装备水下机器人、两台深潜器等。加拿大政府 1994 年拨款 370 万加元研制 40kW 级 PEMFC,1997~2000 年拨款 3000 万加元研制 300kW 潜艇用动力系统。

目前,PEMFC 的价格大约 5000 美元/kW,甚至更高。原因之一是 PEMFC 尚未批量生产,手工制作成本高;原因之二是材料昂贵,NAFION 膜目前的价格为 800 美元/m²,碳板的价格为 2800 美元/m²。此外,PEFC 要求燃料之中的 CO 降至 10⁻¹ 以下,重整过程和净化过程相当复杂。

2.2 燃料电池应用

近 10 年来,全世界燃料电池用于地面固定发电站的数量迅速增长。这些示范电站为燃料电池用于固定发电站提供了充分的试验、验证条件。由于燃料电池的性能基本不随容量的变化而变化,因此,燃料电池的示范电站可以建成较小的规模(几千瓦~数百千瓦),以减小示范电站的经济风险。燃料电池的模块化结构使得它可以在小规模电站示范成功后,很快进入较大容量的示范(几兆瓦~数百兆瓦)。

目前,日本已建成并运行了用于发电的 5MW 和 11MW 的 PAFC 示范电站;美国 250kW 和 2MW 的 MCFC 固定发电站也示范成功;美国 Westinghouse 成功示范了 100kW 的 SOFC 的固定发电站;加拿大 Ballard 公司也示范成功了 250kW 的 PEMFC 固定发电站。这些业绩说明,燃料电池用于地面上的固定发电站是可行的,有的甚至达到了较高的可用率和可靠性。尽管目前示范的规模较小,然而,一旦小容量的电池堆的技术商业化,那么燃料电池电站可以通过电池堆模块的组装使容量迅速增加。

2.2.1 现场热电联供

小容量燃料电池同样具有效率高、环保性能好、噪声小的特点,因此,它可以直接安装在现场,可以实现热、电、冷联供,总热效率可达到 85% (燃料高热值) 以上。常用的容量为 200kW~1MW。目前,PAFC 已实现商业化,MCFC 和 SOFC 将在 2008 年左右实现商业化。MCFC 和 SOFC 还可向工业企业提供热源。对于一些要求直流电的用户,现场安装的燃料电池不仅可以节省输变电投资,还可以节省交流变换的设备和投资。常压运行的 PAFC、MCFC 和 SOFC 均可参与这一市场的竞争。目前,先进的燃料重整和 CO、CO₂ 的分离技术,使得 PEMFC 也可以用于固定发电站,这种电站是那些需要电力和低温热源用户的理想选择之一。安装在用户附近的现场电源将是燃料电池商业化的开端。

2.2.2 分布式电源

燃料电池将以分布式电源形式进入公用电力工业。这种燃料电池将以管道天然气为主要燃料,容量比现场用燃料电池大,约为 2~20MW,发电效率可达到 45%~60% (燃料低热值)。美国 ERC 公司的 2MW MCFC 项目就是分布式电源的最好示范。日本的一个 5MW PAFC 示范项目也向公用

电网提供电力。

常压 MCFC 和 SOFC 以及加压的 PAFC 可建立较小容量的发电站,加压的 SOFC 和 MCFC 可建造较大容量的分布式发电站。

无论是用作现场电源或分布式电源,首先进入商业市场的燃料电池价格必然较高。因此,燃料电池将首先在以下一些场合应用:

- 1) 对供电稳定性和电力质量要求较高的部门和企业。
- 2) 对环境要求严格的地区。
- 3) 在变电所建立分布式电源。
- 4) 具有廉价的中低热值燃料气源的地区。

2.2.3 基本负荷的发电站(中心发电站)

以煤为燃料的大型带基本负荷的发电站(100~300MW)是燃料电池最有利的市场之一。高温燃料电池(MCFC 和 SOFC)是这一应用的必然选择,发电效率可达到 55%~65% (燃料低热值)。然而,燃料电池与煤气化技术结合进入大容量中心电站面临以下几方面的障碍:

- 1) 燃料电池目前的容量较小。

2) 燃料电池对燃气的净化要求非常严格,而要把煤气净化到所要求的程度往往非常困难,而且造价较高。按目前环保标准发展的趋势,环保要求越来越严格,常规的燃煤发电技术将大量增加净化方面的投资。预计到 2010~2020 年,以煤为燃料的燃料电池中心电站不仅具有效率和环保优势,而且也具有价格上的竞争力,将逐步进入电力市场。

美国已开始进行以气化煤气为燃料的 MCFC 和 SOFC 试验研究,燃料电池将首先以增容改造的方式进入中心电站。即用高温燃料电池改造老机组(蒸汽机组),燃料电池排出的余热生产的蒸汽进入汽轮机发电。

2.2.4 运输设备上的应用

当前,以内燃机为动力的汽车已成为有害气体的主要排放源。在世界各地,国家和地方机构都在立法强迫汽车制造商生产能极大限度地降低排放的车辆,燃料电池可为这种要求带来实质的机遇。研究表明:当一辆小型车使用以天然气重整的氢为燃料的燃料电池而不用汽油内燃机时,其二氧化碳的排放量可以减少 72%。然而,如果用燃料电池代替内燃机,燃料电池技术不仅要符合立法对车辆排放的严格要求,还要能对终端用户提供同样方便灵活的运输解决方案。驱动车辆的燃料电池必须能迅速地达到工作温度,具有经济上的优势,并能提供稳定的性能。应该说质子交换膜燃料电池最有条件满足这些要求,其工作温度较低(80℃左右),能很快地达到所需的温度。与内燃机的效率(25%左右)相比,它们的效率更高,可达 60%。

近来的研究表明,以甲醇为燃料的燃料电池,其燃料利用率是汽油内燃机车的 1.76 倍。在现有的燃料电池中,质子交换膜燃料电池的电力密度最大。当人们在车辆设计中重点考虑空间最大化时,这一因素则至关重要。另外,固态聚合物电解质能有助于减少潜在的腐蚀和安全管理问题。唯一的潜在问题是燃料的质量,为了避免在低温条件下催化剂受到污染,质子交换膜燃料电池必须使用无污染的氢燃料。现在,大多数车辆生产商视质子交换膜燃料电池为内燃机的后继者,美国通用、福特、戴姆勒-克莱斯勒,日本丰田等许多汽车公司都已生产出使用该技术的原型车。质子交换膜燃料电池为公共汽车提供动力的试验已在温哥华和芝加哥取得成功。德国的城市也进行了类似的试验。2002~2003 年,有 10 个欧洲城市也在公共汽车上进行了试验。伦敦和加利福尼亚州也将计划在小型车辆上进行试验。

2.2.5 航天方面的应用

在20世纪50年代后期和60年代初期,美国政府为了替其载人航天飞行寻找安全可靠的能源,对燃料电池的研究给予了极大的关心和资助,使燃料电池取得了长足的进步。质量轻,供电供热可靠,噪声小,无振动,并能生产饮用水,所有这些优点均是其他能源不可比拟的。

GE公司生产的Grubb-Niedrach燃料电池是NASA用来为其Gemini航天项目提供动力的第一个燃料电池,也是第一次商业化使用的燃料电池。从20世纪60年代起,飞机制造商Pratt & Whitney赢得了为阿波罗航天项目提供燃料电池的合同。Pratt & Whitney生产的燃料电池是基于对Bacon专利的碱性燃料电池的改进,这种低温燃料电池是最有效的燃料电池。在阿波罗飞船中,三组电池可产生1.5kW或2.2kW电力,并行工作,可供飞船短期飞行。每组电池重约114kg,装填有低温氢和氧。在18次飞行中,这种电池共工作10000h,未发生一次飞行故障。在20世纪80年代航天飞机开始飞行时,Pratt & Whitney的姊妹公司国际燃料电池公司继续为NASA提供航天飞机使用的碱性燃料电池。飞船上所有的电力需求由3组12kW的燃料电池存储器提供,不需备用电池。国际燃料电池公司技术的进一步发展使每个飞船上使用的燃料电池存储器能提供约等于阿波罗飞船上同体积的燃料电池10倍的电力。这种电池的效率达70%左右,在截至目前的100多次飞行中,这种电池共工作了80000多h。

2.2.6 军事方面的应用

军事应用应该是燃料电池最主要、也是最适合的市场。高效,使用时间长,低噪声,这些特点极适合于军事工作对电力的需要。燃料电池可以以多种形态为绝大多数军事装备,从战场上的移动手提装备到海陆运输设备提供动力。微型燃料电池要比普通的固体电池具有更大的优越性,其较长的使用时间就意味着在战场上无需麻烦的备品供应。此外,对于燃料电池而言,添加燃料也是轻而易举的事情。同时,燃料电池的运输效能极大地减少活动过程中所需的燃料用量,在进行下一次充填之前,车辆可以行驶得更远,在遥远的地区可活动更长的时间。这样,战地所需的支持车辆、人员和装备的数量便可以显著减少。自20世纪80年代以来,美国海军就使用燃料电池为其深海探索的船只和无人潜艇提供动力。

2.2.7 便携式电源

目前,笔记本电脑、数码摄像机等便携式设备均采用锂离子电池供电。以笔记本电脑为例,Intel公司的1GHz时钟频率的Pentium III微处理器的功耗高达36W,而现代18650型(直径18mm、高65mm、质量为45g)的锂离子电池,仅有7.4Wh的容量。富士通公司的实验数据表明,一台普通的笔记本电脑平均功耗为50W;若让它工作10h,需要500Wh的电力,如果用锂离子电池向其供电,需用68块锂离子电池,质量将达3kg。现在常用的锂离子蓄电池电流容量不够大,价格很高,而且需要具备过电压、过电流保护的充电设施,虽然能量密度每年都有所提高,但是发展潜力有限。燃料电池的能量密度比锂离子蓄电池高出10倍,由于具有质量能量密度高的优点,不仅减轻了质量,而且能够为便携设备提供较长时间的电力。

近几年来,便携式燃料电池在日本市场上呼声很高,迄今已有20多种产品问世。日立公司已推出手机用燃料电池。产品的输出值均在数瓦~数十瓦之间。索尼和NEC等均以笔记本电脑和手机等移动终端为使用目标。

3 煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环发电系统

燃料电池通过利用燃料的电化学反应来获得电能,从而突破了常规以燃料燃烧的热能来进行发电必须受到卡诺循环效率的限制,因此可以获得更高的系统效率。由于高温燃料电池的排气温度较高,可以和其他发电设备联合组成一个协同工作的装置,这就是一种重要的新技术“燃料电池—燃气—蒸汽联合循环发电系统”,其性能可以超过两种设备的总和。

高温燃料电池是指堆内工作温度和排气温度较高的燃料电池,包括熔融碳酸盐燃料电池(MCFC)和固体氧化物燃料电池(SOFC);其中熔融碳酸盐燃料电池(MCFC)的工作温度是600~650℃,固体氧化物燃料电池(SOFC)的工作温度是800~1000℃。当工作温度在600℃以上时,天然气、煤气、石油气、沼气等都可以经重整而加以利用,而且燃料本身转换效率高。高温燃料电池可以直接使用煤气,这对于以煤炭为主要能源的我国,在提高能源使用效率、减少二氧化硫排放等问题上有重要意义。此外,在高温条件下,燃料电池可以不采用贵金属(如铂金等)作催化剂,这样可以降低燃料电池的成本,从而为其商用化提供了条件。更重要的是,高品位的废热使得高温燃料电池可以和其他装置组成各种联合循环系统,从而大幅度地提高燃料的利用效率。在各种联合循环系统中,燃料电池和燃气轮机组成联合循环将是未来发电系统的最佳选择:一方面,燃气轮机技术已趋完善,混合装置效率可达到70%~80%(燃料的低热值);另一方面,其排放指标很低(小于 3×10^{-6} NO_x和CO),可以满足环保方面的要求。此外,随着微型燃气轮机的出现以及模块化燃料电池技术的成熟,又加上这两种系统的热力参数相容,因此组成联合循环发电装置具有一定的可行性,并对分布式发电市场具有十分重要的意义。

在燃料电池—燃气轮机联合循环发电系统中,高温燃料电池将和燃气轮机联合,要实现两者的集成还需要在技术上不断完善,如所需的基础设施、电厂平衡问题以及技术难题等。随着技术的发展,混合装置在未来会出现两类系统:①基于微型燃气轮机(MGT)—高温燃料电池的分布式发电系统;②基于工业燃气轮机—高温燃料电池的中心电站式发电系统。

3.1 MCFC—燃气轮机联合循环

MCFC能适应天然气、石油到煤炭多种燃料。随着技术的发展,不仅能提供小容量(250kW~20MW)的分布型热电联供系统,而且能组成大容量(大于100MW)集中型联合循环发电系统。尤其是在不久的将来,能实现煤气化燃料电池联合循环发电。

3.1.1 MCFC发电系统

MCFC发电系统的基本组成如图13.6-2所示。它由4个主要部分组成,即:①燃料处理系统;②MCFC本体;③排热回收系统;④直流交流变换系统。

除此之外,还有全厂控制系统和水处理系统。通常把除MCFC本体之外的部分也称为BOP(Balance Of Plant)。

3.1.1.1 燃料处理系统

适用于MCFC的燃料大致有工业副产品气(H₂和高炉煤气)、天然气、石油气、轻油、甲醇和乙醇、重油和煤炭。

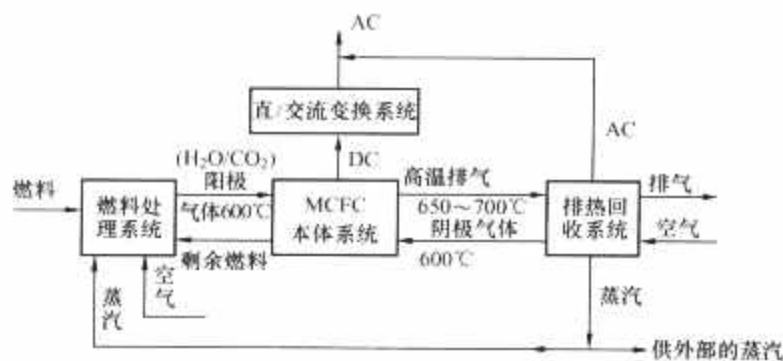


图 13.6-2 MCFC 发电系统的基本组成

除纯 H_2 之外,所有的燃料都必须进行处理,处理的方法有所不同。对于天然气、石油气和轻质油,必然先经过净化处理(脱硫等),然后在 $850^{\circ}C$ 左右,有催化剂的作用下,进行燃料与水蒸气的重整反应,将碳氢化合物燃料变换成 H_2 和 CO 。对于甲醇和乙醇等燃料,重整反应的温度在 $800^{\circ}C$ 左右,催化剂也有所不同。对于煤炭和重油燃料,必须先经过气化过程,将燃料转化为 H_2 和 CO 为主的合成气,然后经过净化处理(除尘、脱硫等)使燃料成分达到 MCFC 的要求。

由于燃料处理系统对 MCFC 的发电性能和运行稳定性有很大的影响, 因此, 燃料处理系统的研究开发是十分重要的。

3.1.1.2 MCFC 本体系统

MCFC 电池本体及其外围设备统称 MCFC 本体系统。根据容量和用途的不同有以下选择:

(1) 常压运行方式和加压运行方式。常压运行的 MCFC 结构简单, 但排热回收方式局限性大, 常用的方式是利用排热产生蒸汽。小容量不能以动力形式回收排热; 中大容量可组成蒸汽轮机发电系统, 其技术经济性远不及加压运行的 MCFC 组成的中大容量联合循环系统。因此, 常压运行的 MCFC 一般适用于小容量、分布型热电联供场合。

电池在加压运行方式下,其性能可明显提高。不仅如此,加压运行的 MCFC 排热可直接用燃气透平回收,产生附加动力。随着技术的发展,加压运行的 MCFC 可与燃气—蒸汽联合循环,组成大容量发电系统,使燃料电池发电技术的容量和发电效率得到进一步提高。

(2) 燃料的内重整和外重整。MCFC 内部产生的热和水蒸气可被直接利用进行燃料(天然气等)的重整,这种方法叫做内重整。内重整与外重整不同之处在于重整过程是否在电池的通道中进行,内重整过程的催化剂配置在 MCFC 本体的阳极气体通道中,重整反应直接利用阴极反应产生的热量和蒸汽,可提高 MCFC 的发电效率,并使系统简化。但是,内重整的优点在加压运行时稍有削弱,因此,就目前的技术看,内重整更适合于常压方法运行。对于中小容量,内重整的 MCFC 更有优势。大容量的 MCFC 发电系统要求加压运行,外重整更适合。

(3) 气体再循环。为了调整供给电池的气体温度、流量和成分等,常常采用阴极、阳极气体再循环等方法。阴极气体循环一般是通过阴极循环风机和催化加热器将一部分阴极排气再循环至阴极入口,目的是调整阴极气体入口温度,并补充阴极反应所需的 CO_2 。阳极气体循环一般是通过阳极循环风机和一系列冷却器将部分(或全部)阳极排气冷却、汽水分离,再循环至重整器中,其目的是将未反应的燃料用于重整反应。是否采用阴极和阳极循环取决于系统容量和参数的优化。小容量系统希望系统简化,一般不采用气体循环,或者只采用阴极气体循环。

3.1.1.3 排热回收系统

MCFC 的排气温度一般在 $650\sim 700^{\circ}\text{C}$ ，热回收系统可选择的方案较多。对于常压运行的 MCFC，排热回收系统多采用余热锅炉产生蒸汽。对小容量发电系统，余热锅炉产生的蒸汽仅作供热用；大容量时，热回收系统可配备余热锅炉、蒸汽轮机和发电机，组成蒸汽循环发电系统。

加压运行的 MCFC，排热回收系统可直接以燃气透平回收动力。小容量时，可采用燃气透平压缩机将排气的能量用来压缩燃料电池的入口气体，甚至还可产生一部分电力。中大容量的 MCFC 发电系统，可配备燃气—蒸汽联合循环发电系统来回收排气的能量。估计未来 100MW 以上以天然气为燃料的 MCFC 联合循环发电系统的发电效率可达到 65%~70%（燃料的低热值）；以煤为燃料时，发电效率可达到 60%（燃料的低热值）左右。

3.1.1.4 直交流变换系统

由于燃料电池产生的是直流电，因此，必须设置直流、交流变换系统。对于各种燃料电池，直流、交流变换系统是基本相同的，主要包括直流回路保护装置、换流器、串联电抗、输出变压器和输出开关等部件。燃料电池通过电气调节系统，可将产生的电力与电网相连，或直接使用。

3.1.2 MCFC-微型燃气轮机发电系统

MCFC-微型燃气轮机发电系统已由燃料电池能源 (Fuel Cell Energy, FCE) 公司和开普斯通微涡轮公司 (Capstone Turbine) 联合开发, 在美国康涅狄格州的丹伯里市 (Danbury, Connecticut) 成功地示范运行已超过 4500h。该混合装置采用 250kW 的直接燃料电池 (Direct Fuel Cell) 和经改进后的 30kW 微型燃气轮机组成。FCE 公司目前正致力于基于熔融碳酸盐燃料电池中心发电系统的前期研究, 通过对分布式发电系统的示范运行, 该公司提出了效率可以达到 70% 以上的发电系统结构。在系统设计中, 被压气机压缩后的空气在废热回收器中被燃料电池阴极的高温排气加热, 然后再经过燃料电池阳极排出的催化燃烧后的高温气体的再次加热, 最后在透平中膨胀做功。膨胀后的空气将进入催化燃烧室中, 与燃料电池阳极排气中未利用的燃料发生反应, 从而进一步提高燃气温度。经过热交换以后, 这种含有大量 CO_2 的混合气体将被用作燃料电池的氧化剂, 它会在 MCFC 中形成碳酸根离子, 这一点正是 MCFC 堆中发生电化学反应所需要的。阴极的高温排气用来预热燃料和蒸发水, 用于为燃料重整为富含氢气的燃料气提供热量。在该方案中, 由于 MCFC 工作于常压状态, 因此在选择燃气轮机时可以不考虑压比、功率等因素的影响, 从而使系统设计更加简便。

3.1.3 煤气化—燃料电池发电系统

煤气化—燃料电池发电系统是 MCFC 大容量化的主要方向之一。燃料电池发电技术与 IGCC 结合, 形成整体煤气化燃料电池发电技术 (IGFC), 不仅使燃料电池发电的容量和效率增加, 也可以使 IGCC 的发电效率提高, 是 21 世纪洁净煤发电技术的一个重要方向。图 13.6-3 为 IG-MCFC 的系统流程图。

阳极排气进入催化燃烧室,使未反应的燃料燃烧产生 CO_2 与阳极反应生成的 CO_2 一起送入阴极。为了提高燃料利用率,并调节燃料气入口温度,采用阳极循环风机,将一部分阳极排气再循环至阳极入口。同样,为了调节阴极入口气体的温度和成分,用阴极循环风机将阴极一部分排气再循环至阴极入口。阴极排气驱动燃气涡轮机,带动发电机和空气压缩机,将燃料电池排气的能量一部分转化为电能,同时将空气压缩至系统所需的压力。从涡轮机排出的气体仍然具

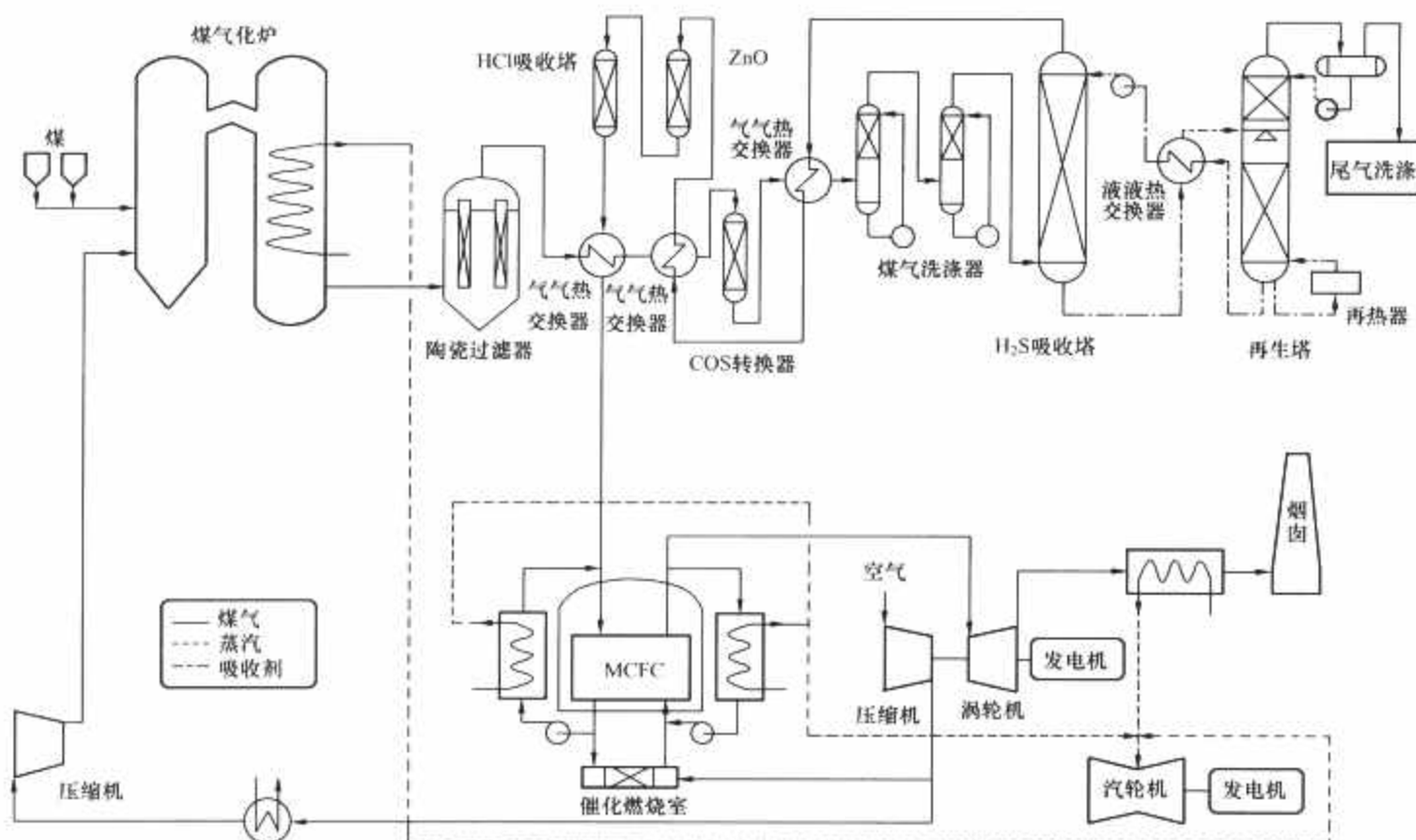


图 13.6-3 IG-MCFC 的系统流程图

有较高的温度，再经余热锅炉，产生过热蒸汽，蒸汽驱动蒸汽轮机和发电机发电。空气经带中间冷却的两级压缩，送往气化炉。对于以氧气作氧化剂的气化炉，还必须设置空分装置。

MCFC 要求煤气净化装置将煤气中粉尘浓度降到 $1\text{mg}/\text{m}^3$ （标况下）以下，卤化物浓度降到 1×10^{-6} 以下，硫化物浓度降到 1×10^{-6} 以下。

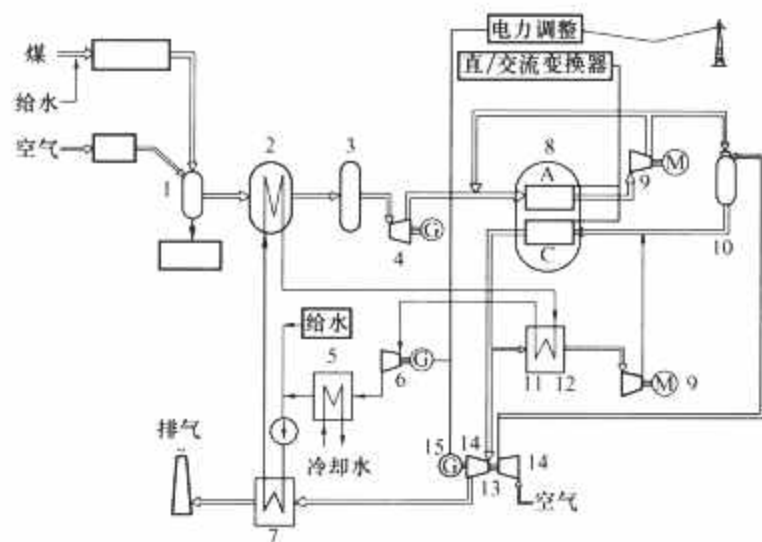
煤气化炉生成的煤气，在 773K （ 500°C ）下引入陶瓷过滤器可将粉尘除掉。煤气中的 COS 利用变换触媒可在 503K （ 230°C ）下变换成硫化氢。利用二级煤气洗涤器将卤化物和氨气除去后，在 313K （ 40°C ）下，用 H_2S 吸收塔进行粗脱硫。净化后的煤气在热交换器中被加热到大约 623K （ 350°C ），在精脱硫塔和精脱卤塔中净化到目标浓度以下。在 723K （ 450°C ）下，送到 MCFC。

图 13.6-4 所示为 500MW IG-MCFC 系统设计流程图。它采用水煤浆气化工工艺，空分装置向气化炉提供氧气。气化炉在较高的压力下运行。粗煤气经冷却、净化后进入一个膨胀透平做功产生电能，煤气压力降到 MCFC 运行的压力，然后进入 MCFC。阳极排气经再循环风机增压后，一部分再循环至阳极入口，另一部分经催化燃烧器将未反应的燃料燃烧产生 CO_2 送入燃料电池的阴极。阴极排气进入燃气膨胀透平做功发电，同时驱动空气压缩机。用阴极再循环风机将阴极出口气体的一部分再循环至阴极入口，以调节阴极进口温度和气体成分。燃气轮机的排气进入余热锅炉，产生高压蒸汽，带动蒸汽轮机发电。

该系统的发电功率包括第一级膨胀透平的发电功率、MCFC 的发电功率、第二级膨胀透平的发电功率和蒸汽轮机的发电功率四部分。据分析，该系统的发电效率可达到 53% （HHV）左右。

3.2 SOFC—燃气轮机联合循环

SOFC 发电系统按照运行压力分为常压 SOFC 发电系统和加压 SOFC/GT 混合循环系统。常压 SOFC 发电系统，电池的高温排气的热量用余热锅炉回收，大容量时可组成蒸汽

图 13.6-4 500MW IG-MCFC 系统设计流程图

1—气化炉；2—煤气冷却器；3—煤气净化装置；4、13—膨胀透平；5—凝汽器；6—汽轮发电机；7—预热锅炉；8—MCFC；9—阳极再循环风机；10—催化燃烧室；11—过热器；12—再热器；14—压缩机；15—发电机

循环发电，小容量时只能供热。加压 SOFC/GT 联合循环发电系统具有比常压系统更高的效率，电池的高温排气进入燃气透平做功，除带动压缩机外还可以产生一部分电能；大容量时，还可组成燃气—蒸汽联合循环。

3.2.1 SOFC 发电系统

SOFC 发电系统主要由燃料处理系统、SOFC 本体、直/交流电转换系统、余热回收系统组成。此外，还包括全厂控制系统、水处理系统和压缩机等辅机系统。

(1) 燃料处理系统。可直接用于 SOFC 的燃料种类比较多，如 CH_4 、 CO 、 H_2 、天然气、气化煤气等。由于天然气中的硫化氢会降低 SOFC 的性能，因此在天然气进入 SOFC 之前必须将其中的硫化氢除去。方法是将其预热到 $350 \sim 400^\circ\text{C}$ 的天然气中通入氧化锌吸收床，使天然气中的硫成分含量下降到 1×10^{-6} 。

(2) SOFC 本体系统。SOFC 本体是发电系统的核心，

被加热的燃料和空气在此发生电化学反应，产生系统的大部分电能，并排出可继续进行热能回收的高品质气体。进入电池堆的脱硫后的天然气在电池内部与水蒸气发生重整反应，生成 H_2 和 CO ，并进一步与来自阴极的氧离子发生电化学反应，产生电能。

(3) 直/交流电转化系统。燃料电池产生的电能都是直流电，要向外界供电就必须把直流电转化为交流电。燃料电池通过直/交流电转化系统，可将产生的电力与电网相连，或直接使用。

(4) 余热回收系统。SOFC 的排气温度一般在 $750\sim 850^{\circ}C$ ，其中蕴含大量的热能。余热回收系统会充分利用这部分能量，使整个发电系统的效率大大提高。根据电池堆运行参数的不同，余热回收系统的布置也不尽相同。对于常压运行小容量的 SOFC，余热回收系统会利用电池排出尾气的热量预热燃料和空气，较低温度的尾气用来加热给水，为当地居民提供热水。研究表明，SOFC 在加压运行时的性能优于常压运行时的性能。加压运行的 SOFC 会与微型燃气轮机、余热锅炉、小蒸汽轮机组成联合循环发电系统，利用微型燃气轮机燃烧电池堆剩余的燃料产生一部分电能，同时燃气透平驱动压缩机对空气和燃料进行压缩；余热锅炉和小蒸汽轮机对燃气轮机排出的热量进行回收。

3.2.1.1 常压 SOFC 发电系统

图 13.6-5 所示为常压 SOFC 发电系统的原则流程。常压的空气经过滤后，用空气压缩机或高压头风机压缩至工艺过程要求的压力（主要是克服系统的阻力）。然后，经过两级利用电池排气加热的预热器和一级空气加热器，在进入 SOFC 电池堆之前，使温度达到 $600^{\circ}C$ 。管道天然气的压力应比工艺过程的压力高出 $(1\sim 3)\times 10^5 Pa$ ($1\sim 3$ 个大气压)。天然气经脱硫后，直接进入 SOFC 电池堆，在电池堆内部天然气被重整为 H_2 和 CO ，参与电化学反应，产生直流电。燃料的利用率一般为 85%。SOFC 的排气温度一般在 $700\sim 850^{\circ}C$ 之间，通过余热锅炉和空气加热器来回回收余热，产生蒸汽和加热空气。

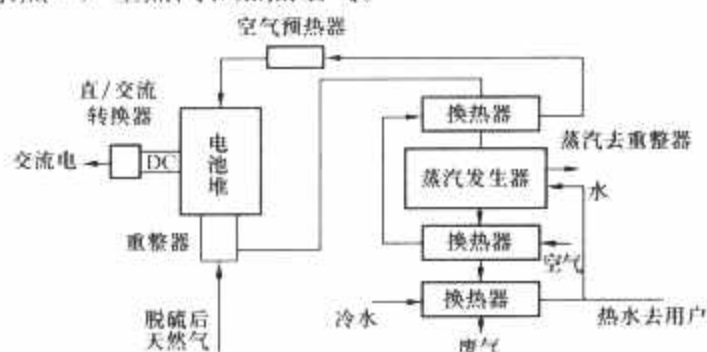


图 13.6-5 常压 SOFC 发电系统原则流程图

常压 SOFC 的发电效率一般为 50%（燃料低热值）。余热锅炉产生蒸汽和热水，可使总热效率达到 75%（燃料低热值）。常压 SOFC 的主要用途是热电联产。

1997 年，荷兰 NUON 采用美国西屋公司的管形 SOFC 技术建成运行了 EOB/EISAM 100kW 常压 SOFC 热电联产系统，可向电网输送 100kW 交流电，同时以热水形式向当地的郊区热网中输送 45kW 的热。该机组的最大出力可达到 160kW，最高净发电效率可达到 47%（交流/燃料低热值）。整个机组包括 4 个模块，即燃料供给系统、SOFC 电池堆、热回收系统、电气调节系统，每个模块独立出厂，模块之间在现场组装。若不算电气调节系统，该机组的体积为 $84.57m^3$ ($8.59m\times 2.75m\times 3.58m$)。

3.2.1.2 加压的 SOFC 联合循环发电系统

图 13.6-6 所示为加压 SOFC 和 GT (PSOFC/GT) 联合循环发电系统流程。该系统相当于用 SOFC 取代燃气轮机的燃烧室的燃气轮机联合循环发电系统。

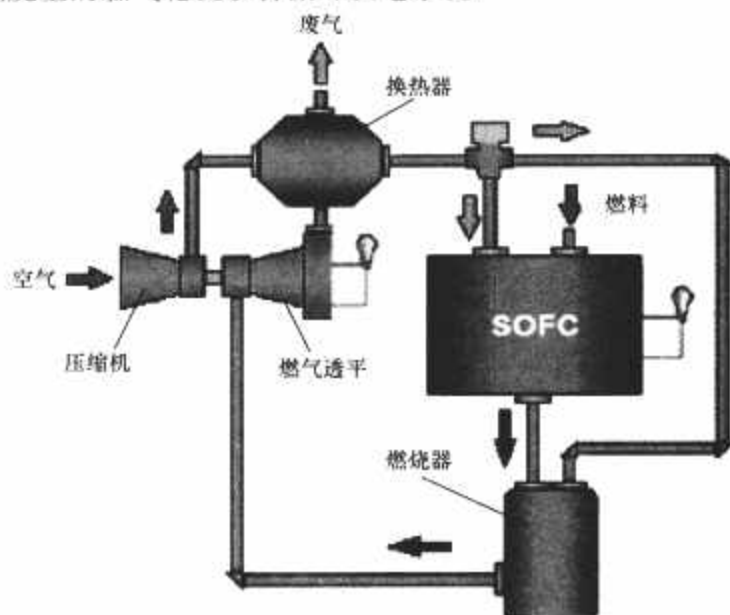


图 13.6-6 加压 SOFC 和 GT 联合循环发电系统流程图

在兆瓦级以下的系统中，只有燃气轮机发电，余热用来产生少部分蒸汽和加热空气，无法组成燃气—蒸汽联合循环；50MW 以上的系统可以组成 SOFC 燃气—蒸汽联合循环发电系统。采用非再热的单燃气轮机发电的系统的发电效率可达到 60%~65%（燃料低热值），采用热电联产的热效率可达到 85%。若采用再热系统，发电效率可达到 70%，未来大型 SOFC 发电系统（数百兆瓦）的发电效率可超过 72%（燃料低热值）。

由燃气轮机驱动的压缩机将空气压缩到工艺所需的压力，经过一系列换热器，使进入 SOFC 电池堆的空气温度达到 $600\sim 700^{\circ}C$ 。SOFC 的排气温度一般为 $850^{\circ}C$ ，操作压力一般为 $(6\sim 10)\times 10^5 Pa$ ($6\sim 10$ 个大气压)。系统优化研究还表明，在燃气轮机入口利用燃料气补燃以提高燃气透平入口温度的做法并不能有效地提高整个系统的效率。西屋公司对 250kW 至数百兆瓦的 PSOFC/GT 系统进行了优化研究，总结出 SOFC 与 GT 的出力的最佳比为 3~5。尽管 PSOFC/GT 系统还没有示范，但由于它具有非常高的发电效率，西门子—西屋电力公司将把 250kW 的 PSOFC/GT 作为他们的第一个商业产品，预计 2008 年可商业化。第一台 250kW 的 PSOFC/GT 示范机组将采用已验证过的 200kW SOFC 和 50kW 的微型燃气轮机。SOFC 中包括 1152 个单电池。运行压力为 $3.5\times 10^5 Pa$ (3.5 个大气压)，体积与 100kW 常压型 SOFC 系统相当。该示范机组建在南加利福尼亚州的 Edison (SCE) 公司，1999 年第四季度开始运行。

西屋公司希望尽快推出兆瓦级 POFC/GT 的商业化产品。1MW 的 PSOFC/GT 系统将由 4 个 200kW 电池堆组成，分成两组布置于一个水平放置的压力容器内，运行的压力也是 $3.5\times 10^5 Pa$ (3.5 个大气压)，燃气轮机的功率为 200kW，发电效率超过 60%（燃料低热值）。

2MW 的 PSOFC/GT 系统将采取两台燃气轮机，一台驱动压缩机，另一台用于发电，每台燃气轮机的燃烧室都用 SOFC 取代。空气压缩采取中间冷却式压缩。这样的系统可获得 70%（燃料低热值）的发电效率。

图 13.6-7 所示为双级联合循环 PSOFC/GT 发电系统流程。在该系统中，第一级 SOFC 的操作压力为 $9\times 10^5 Pa$ (9 个大气压)，第一级燃气轮机驱动中间冷却式压缩机，没有净功率输出。第二级 SOFC 操作压力为 $3\times 10^5 Pa$ (3 个大气压)。

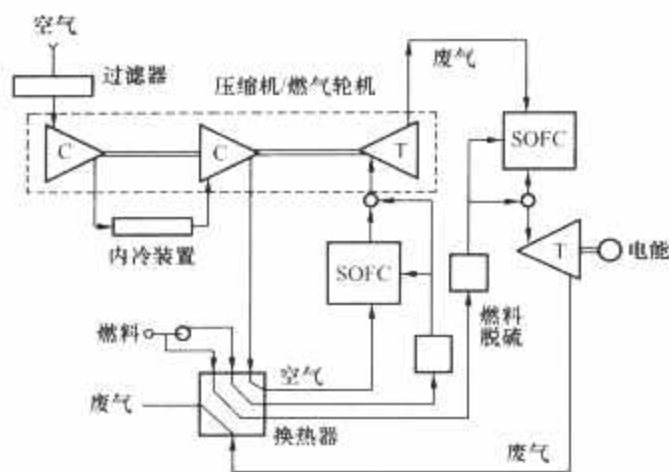


图 13.6-7 双级联合循环 PSOFC/GT 发电系统流程

压), 第一级 SOFC 的排气作为第二级 SOFC 的阴极气, 第二级 SOFC 的排气驱动燃气轮机。2MW PSOFC/GT 系统比 1MW 的占地增加 30%。

SOFC 是用空气冷却的, 若无蒸汽循环发电, 则整个 PSOFC/GT 系统的用水量很少。SOFC 的运行噪声非常小, 常压 SOFC 系统中唯一运转部件是送风机。由于燃气轮机的功率占总功率的 1/3 或更少, 所以, PSOFC/GT 的噪声也远低于常规的发电方式 (包括常规的联合循环)。

SOFC 发电系统的高效率使 CO_2 的排放量大幅度减少, PSOFC/GT 系统单位出力下的 CO_2 排放量是美国常规发电厂平均单位排放量的一半。SOFC 发电系统 NO_x 的排放可以控制在 2×10^{-6} 以下。由于燃料进 SOFC 之前必须进行脱硫处理, 因此, SOFC 的 SO_2 排放几乎为零。

SOFC 既可与 GT 组成联合发电系统, 也可组成 SOFC/GT/ST 联合循环的发电系统, 还可组成热电联产系统。

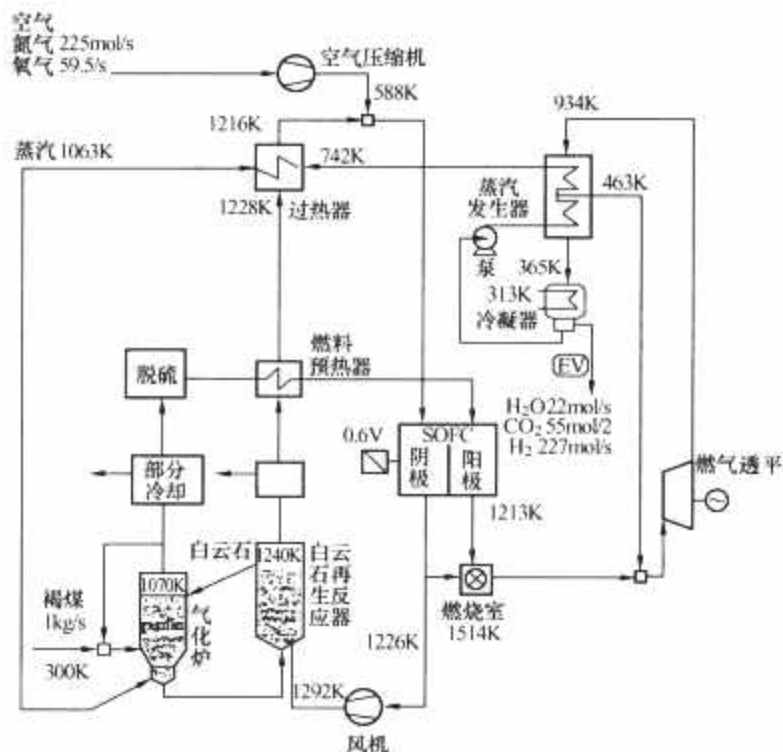
3.2.2 煤气化固体氧化物燃料电池联合循环发电 (IG-SOFC) 系统

与 MCFC 相比, SOFC 的排气温度更高, 有利于组织联合循环发电系统来回收排气的余热。SOFC 对燃料气中杂质的容许值较高, 更有利于与煤气化结合, 以煤气做燃料电池的燃料, 最后形成 IG-SOFC 发电系统。

3.2.2.1 IG-SOFC 发电系统

图 13.6-8 所示为 IG-SOFC 流程。该系统中的煤气化过程与常规煤气化工艺不同, 它所需的热量是由燃料电池的阴极排气提供, 而不是由煤燃烧提供。避免了燃烧反应中的不可逆热损失, 使煤气化效率提高。该系统的煤气化工艺的另一个特点是在气化过程中吸收了 CO_2 , 使得煤气以 H_2 为主要成分, CO 和 CH_4 的含量较少。在 1.0MPa 的压力下, 煤气的典型组成 (摩尔组成) 是: H_2 0.55, CO 0.1, CH_4 0.05。气化产生的粗煤气进入煤气净化工艺, 煤气中的粉尘和 H_2S 等杂质被去除。净化后的煤气在煤气预热器中被加热到 900℃, 送入 SOFC 的阳极。

在 SOFC 的阳极通道里, 煤气中的 CH_4 被重整为 H_2 和 CO , CO 与水蒸气发生变换反应, 生成 H_2 和 CO_2 。按目前的技术水平, SOFC 实际的燃料利用率最高只能达到 85%。阳极排气温度约 1213K (940℃), 未反应的燃料在一个燃烧室中与贫氧的阴极排气 (氧的摩尔份额约 0.04) 混合燃烧, 温度提高, 进入燃气透平膨胀做功, 产生一部分电能。排气的压力降至常压, 温度为 934K (661℃), 然后进入余热锅炉, 产生蒸汽。余热锅炉的排气温度约为 365K (92℃), 再进入一个冷凝器中, 将排气中的水蒸气凝结并分离, 用泵增压后送回系统中循环使用。冷凝器的排气温度控制在比烟气的露点高 10℃, 烟气的主要成分为 CO_2 和 N_2 ,

图 13.6-8 IG-SOFC 流程图 ($p=1.0\text{MPa}$)

从烟囱排向大气。

燃气轮机叶片用蒸汽冷却, 由余热锅炉抽出的过热蒸汽 (463K) 提供。在阴极气体循环回路中, 压缩空气与阴极循环气体混合后送入燃料电池的阴极, 约 25% 的 O_2 参与阴极反应, 生成 O^{2-} 。

阴极排气的一小部分用来燃烧阳极排气中的未反应燃料, 大部分气体被增压后送入一个再生反应器中。此反应器是气化炉的配套设备, 目的是将在气化炉中吸收了 CO_2 的白云石再生, 即将 MgCO_3 、 CaCO_3 变成 MgO 、 CaO 释放出 CO_2 。阴极排气的热量提供作上述再生反应之用。还原后的白云石又返回气化炉, 循环使用。再生反应器的运行温度为 1240K (967℃), 再生反应器的排气经过除尘后, 被燃料预热器和蒸汽过热器冷却到 1216K (943℃), 与压缩空气混合进入 SOFC 的阴极, 参与下一循环。

SOFC 所需的氧由外部空气经压缩后提供, 气化所需的蒸汽由系统蒸汽循环提供。

3.2.2.2 煤气化工艺

上述系统中的带 CO_2 吸收作用的煤气化工艺流程如图 13.6-9 所示。该工艺属带 CO_2 吸附和脱硫作用的流化床煤气化工艺, 是美国 Conoco 煤炭公司 1977 年开发的, 其主要特征是由两个主要的流化床反应器组成, 即一个气化反应器和一个再生反应器, 两个反应器均在压力下运行。褐煤或次烟煤被破碎、干燥并预热到 550K (277℃), 以提高气化反应的活性。然后, 与白云石混合送入气化炉中。在气化炉的上部, 发生煤热解反应, 释放出挥发分, 煤焦与蒸汽发生气化反应生成 H_2 、 CO 和 CH_4 。气化反应器的运行温度在 1070~1120K (797~847℃)。

气化反应所需的热量主要由从再生器返回的白云石吸收剂提供。在气化反应器中, MgO 、 CaO 与 CO_2 反应生成 MgCO_3 、 CaCO_3 , 同时, CaO 和 H_2S 反应生成 CaS 和 H_2O 。灰和反应过的吸收剂一起被送到再生反应器中。再生反应器的运行温度在 1230~1270K (957~997℃), 使得 MgCO_3 、 CaCO_3 分解成 MgO 、 CaO 和 CO_2 , 被再生的白云石又送回到气化炉中。失去活性的吸收剂 (约 3%) 连续从再生反应器的排灰口排出。 CaS 在再生器中与 O_2 反应生成 CaSO_4 , 与灰一起排出。新鲜的吸收剂从再生器的下部不断

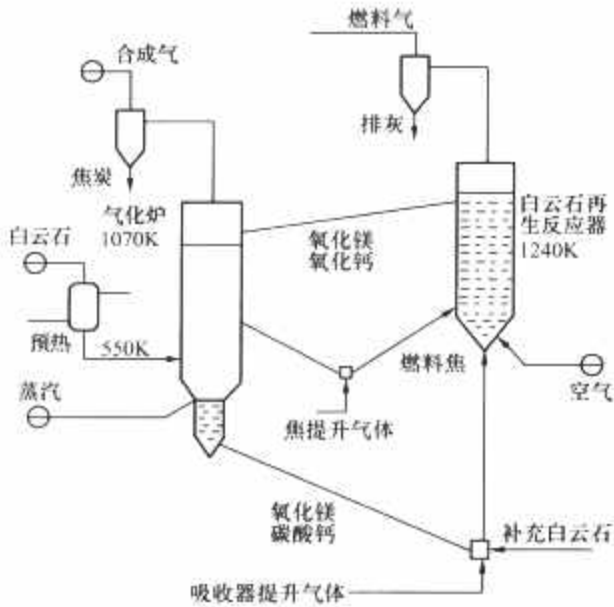


图 13.6-9 带 CO₂ 吸收作用的煤气化工艺

加入，以补充吸收剂的不足。气化炉生成的粗煤气中 CO₂ 含量较低，N₂ 几乎没有，H₂/CO 大于 3：1。
该气化工艺的特点归纳如下：

- (1) 吸热的气化反应与放热的再生反应分别在两个反应器中进行；燃料电池的高温阴极排气可向再生反应提供热源。
- (2) 进入 SOFC 的煤气几乎不含 N₂，CO₂ 的含量也较小，使 SOFC 的发电效率提高。
- (3) 可实现气化炉床内脱硫，减轻了后续精脱硫工艺的负担。因此，这种气化工艺更适合于 SOFC 发电系统。

3.2.2.3 燃料电池

燃料电池的反应气体进口温度为 900℃，运行温度最高不能超过 1050℃。这样的运行温度可保证电解质具有良好的导电性，并且电极材料也能够承受。燃料的利用率为 85%，接近于 SOFC 系统的最佳值。电池的运行电压为 0.6V。当电压提高到 0.7V 时，电池的出力可提高 19%，但此时电池设备体积是 0.6V 电池的 1.7 倍。

4 煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环发电经济性预测

图 13.6-10 所示为 IG-MCFC 系统的能量平衡图。煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环系统的发电功率包括燃气轮机的发电功率、高温燃料电池的发电功率和蒸汽轮机的发电功率。

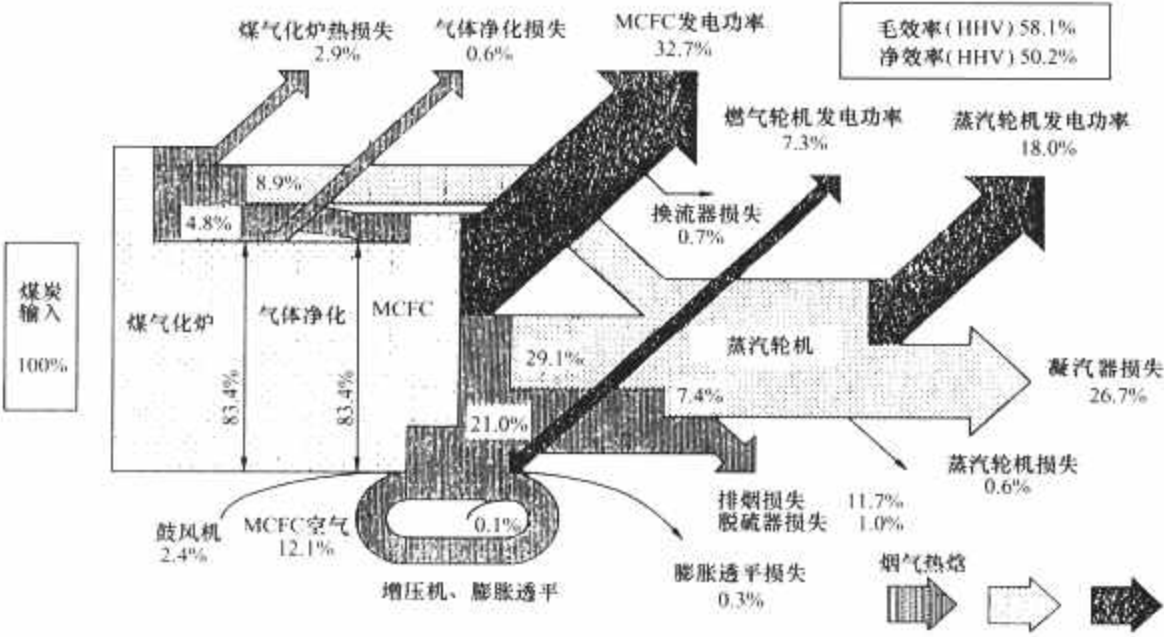


图 13.6-10 IG-MCFC 系统的能量平衡图

(1) MCFC 发电功率：

$$\text{输出功率 (kW)} = \frac{\text{电流密度 (A/m}^2\text{)} \times \text{电池面积 (m}^2\text{)} \times \text{电池电压 (V)}}{1000}$$

这里假定燃料利用率是 95%，设定阳极气体循环率是按照气体组成在 MCFC 阳极入口处不发生碳析出的情况而确定的；而且，按照 MCFC 入口处的气体温度为 600℃，求出阳极再循环气体冷却器出口处的气体温度。另外，按照阳极和阴极出口处温度为 695℃，求出阴极气体再循环率，而阴极再循环气体冷却器出口处的气体温度设定为 610℃。这时 MCFC 阴极入口处的气体温度假定在 550～600℃ 范围内。计算条件列于表 13.6-1。

(2) 燃气轮机功率。假定 MCFC 出口气体温度是 968K (695℃)，压力是 0.78MPa，除了通过膨胀涡轮机回收动力外，同时压缩气化炉和 MCFC 所需的空气。燃气轮机的出口压力假定为 0.11MPa，则功率为

$$\text{功率 (kW)} = [\text{入口气体焓 (kJ/s)} - \text{出口气体焓 (kJ/s)}] - \text{空气压缩机功率 (kJ/s)}$$

表 13.6-1 MCFC 发电功率计算的条件

MCFC	燃料气体利用率 (%)	95
	氧气利用率 (%)	50
	变换器效率 (%)	98
	进口气体温度 (K)	873
	出口气体温度 (K)	968
燃气轮机	内效率 (%)	90
	机械效率 (%)	98
	发电机效率 (%)	98.5
汽轮机	内效率 (%)	88
	机械效率 (%)	98
	发电机效率 (%)	98.5

(3) 系统发电效率。对 2500t/d 规模的煤气化炉及 MCFC 发电系统进行效率计算。各种装置的动力消耗利用下面的公式推算。

1) 煤气化炉耗能为

煤气化炉耗能(kW)=气化炉自用动力系数 F_g (kWh/kg, 煤炭)×煤炭消耗量(kg/h)

2) 空分装置耗能为

空分装置耗能(kW)=空分装置自用动力系数 F_o (kWh/kg, O_2)×氧流量(kg/h)

3) 空气压缩机耗能为

空气压缩机出口焓(kW)－
空气压缩机入口焓(kW)
空气压缩机耗能(kW)=
空气压缩机效率 E_a (%) / 100

4) 除尘装置耗能为

除尘装置耗能(kW)=反吹装置动力系数 F_d (kWh/kg, 粉尘)×粉尘量(kg/h)

5) 洗涤装置耗能为

洗涤装置自用动力(kW)=动力系数 F_h (kWh/kg) × [HCl 流入量(mol/s) × 36.4 + HF 流入量(mol/s) × 20.0] × $\frac{3600}{1000}$

6) 湿式脱硫装置（包括硫回收系统）耗能为

湿式脱硫装置耗能(kW)=脱硫装置自用动力系数 F_h (kWh/kg, 硫) × [H₂S 流入量(mol/s)－H₂S 流出量(mol/s) + COS 流入量(mol/s)－COS 流出量(mol/s)] × $\frac{32 \times 3600}{1000}$

7) MCFC 耗能为

阳极循环风机动力(kW) =
阳极循环风机出口焓(kW)－阳极循环风机入口焓(kW)
阳极循环风机效率 E_j (%) / 100

阴极循环风机动力(kW) =

阴极循环风机出口焓(kW)－阴极循环风机入口焓(kW)
阴极循环风机效率 E_j (%) / 100

MCFC 自用动力(kW) = 阳极循环动力(kW) + 阴极循环风机动力(kW)

8) 排气回收、蒸汽透平耗能为

蒸汽系统自用动力(kW) = 蒸汽涡轮机发电输出功率(kW)

9) 其他耗能为

其他耗能(kW) = 测控装置动力系数 F_w × 发电端输出功率(kW) + 煤炭运输设备等动力系数 F_c (kWh/kg, 煤炭) × 煤炭消耗量(kg/h)

对吹氧煤气化 MCFC，发电端效率是 58.1% (HHV)，送电端效率是 50.2% (HHV)。对空气气化 MCFC，发电端效率是 54.6% (HHV)，送电端效率是 49.4% (HHV)。计算结果见表 13.6-2。

表 13.6-2 IG-MCFC 系统计算结果

项 目	气化技术	
	吹 O_2	吹空气
总功率输出 (MW)	500	475
MCFC (MW)	282	281
燃气透平发电 (MW)	63	36
蒸汽轮机发电 (MW)	155	158
辅助功率 (MW)	68	45
净功率输出 (MW)	432	430
毛效率 (% , HHV)	58.1	54.6
净效率 (% , HHV)	50.2	49.4

由表 13.6-2 分析可知：氧气气化和空气气化工艺都可以与 MCFC 组成发电系统，而且按目前的技术水平均可达到 50% (HHV) 左右的发电效率，比目前的 IGCC 发电效率至少高 5~7 个百分点。随着 MCFC 和 IGCC 技术的不断发展，可以预测到 2010 年后，IG-MCFC 的发电容量可达到 300~500MW，发电效率可达到 55%~60%。对于 IG-SOFC 发电系统，由于 SOFC 出口气体温度高于 MCFC 出口气体温度，SOFC 后的燃气蒸汽轮机循环必将产生更多的电能，这将使系统效率比 IG-MCFC 系统效率高出 2%~3%，使 IG-SOFC 系统效率达到 60%~65%。

煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环发电不仅解决了煤炭在燃烧过程中产生的烟尘等污染物排放问题，而且将目前几种高效的发电方式进行合理组合，大大提高了系统的发电效率，具有良好的社会效益。

第 7 章 以合成气源为核心的多联产技术

1 多联产能源系统的基本概念

1.1 以合成气源为核心的多联产能源系统简介

以合成气源为核心的多联产能源系统（简称多联产系统）的简要示意图如图 13.2-15 所示。其基本组成包括三部分：合成气制备和净化段，化工合成段以及燃气—蒸汽联合循环发电段。

用于制备合成气的燃料包括煤炭、重油、生物质、石油焦、废弃物，甚至天然气等。这些原料在合成气发生器（使用煤炭时为煤气化炉）中与气化剂反应生成以氢气和一氧化碳为主的合成气，之后经过净化设备去除其中的粉尘及硫化氢等物质，并可以把硫化物转化为高附加值的单质硫。由于二氧化碳在净化所用溶剂中的溶解度较高，因此净化过程中可以顺便收集一部分高纯度的二氧化碳，使得多联产系统具有以较低的成本捕获二氧化碳的天然优势，这为未来应对温室气体减排问题提供了条件和途径。

为了满足后续工艺的要求，合成气在经过除尘处理后往往需要进行变换反应，将部分 CO 变换为氢气，以实现合适的 H_2/CO 比例。在需要氢气作为输出产品时，甚至可以将 CO 完全转化为氢和二氧化碳并分离，从而实现氢的生产和二氧化碳的捕捉。

化工合成段的产品可以是甲醇、二甲醚、费托液体、乙醇或其他燃料和化工产品。与传统单一生产相应产品的系统相比，其特点是可以采用合成气一次通过的运行方式（即合成反应器出口的未反应气不再循环回反应器入口）或减少循环量（即增大弛放气的份额），从而简化了系统，降低了运行能耗。

燃气—蒸汽联合循环发电段和整体煤气化联合循环（IGCC）中的发电段基本相同，因此不再赘述。上述三部分因连接方式的不同，可以分为串联和并联两种基本布置方式：当发电系统只燃用来自化工合成段的尾气时，称为串联布置；当发电用的燃料一部分来自化工合成段的尾气，另一部分直接来自合成气制备工段时，称为并联布置。

图 13.2-15 只表示出三个部分间的宏观联系。实际上，各部分间还存在着大量的物质和能量的交换和耦合关系（如部分空分入口空气来自燃气轮机压气机等），构成一个有机集成的系统。多联产系统效率的发挥与各部分间物质和能量的优化集成紧密相关。

需要指出的是，多联产系统尚无统一的定义。一种意见着重于强调多种产品的产出，即在同一个厂内同时生产电力、热能、城市煤气、可综合利用的灰渣等多种产品时，就可以认为是多联产。另一种意见则强调化工生产和电力生产的有机关联。

本书谈及的多联产采用第二种意见，并借鉴热电联产的概念对多联产作如下定义：利用已参与化工合成后的合成气再去发电的利用方式称为（化工—发电）多联产。在此定义下，可以规范如下认识：

（1）只有进入化工合成反应器参与了化工合成，而其中

未转换的尾气被抽出去下游发电工段参与发电的那部分合成气成为“联产合成气”。串联系统中，全部的合成气均为联产合成气。

（2）并联系统中，只有分流到化工合成段参与合成的那部分合成气是联产合成气，而直接通往发电工段燃烧发电的那部分合成气不是联产合成气，其本质是电力分产。

（3）传统化工生产过程中，如果弛放气用于发电，本质上也是化工—电力多联产。只不过因为发电的量小，而被称为余能利用。在此涉及的多联产，一般指发电量与化工产品的产量具有相当的水平。但具体的比例如何，目前尚无定论，需进一步研究。

1.2 多联产是整体煤气化联合循环（IGCC）的延续和发展

在众多清洁煤发电技术中，IGCC 一直被认为是高效和最清洁的。然而，现实中，IGCC 技术尚存在投资成本高、运行费用高、运行可靠性和可用性较低等问题，因此，全世界范围内 IGCC 发展的速度并不快。随着环保要求的日益提高，对汞、可吸入颗粒物的排放以及温室气体的减排倍受关注，从而基于煤气化的煤炭利用技术的优势越来越明显。基于煤气化的多联产技术力图把化工产品生产和煤气化发电整合在一起，不仅继承了 IGCC 的环保优势，又避免了其经济性差的缺点，因此是改善基于煤气化的煤炭综合利用技术的重要途径。

一般来说，多联产相对于 IGCC 的经济性改善体现在以下几方面：

（1）多联产所用的气化炉容量约等于原本生产同样电力和化学品所需要的两个单独气化炉的容量之和，而煤气化部分占单独产品生产系统中的投资比例均超过 50%。因此，规模效益可以大大改善整个系统的投资经济性，这也是多联产提高经济性的主要价值所在。

（2）化工和电力两种甚至多种产品的联合生产，使得不同产品的生产数量和生产时间可以实现一定的调剂，从而保证投资成本最高的煤气化系统始终工作在额定负荷下，进而保证投资回收。

（3）化工产品和电力生产流程间可以通过物质和能量的集成耦合，实现更高的能量利用效率。

（4）多联产还有利于提高系统可靠性和可用率，原因在于，IGCC 由于投资成本高的缘故，不得不增添很多设备来利用一切可利用的能量，结果不仅导致投资成本高，而且导致系统复杂和可靠性降低。例如为利用粗煤气显热而设置的粗煤气和干净煤气的热交换器，经常因为磨损而不得不切除。多联产因为同时生产电力和高附加值化工产品，具有较高的经济性，因此，在是否通过增加设备来追求系统的效率上具有更大的选择余地。

1.3 多联产是综合解决我国能源挑战的重要途径

21 世纪，我国能源发展面临着五个主要问题，即巨大的能源需求总量，严重的环境污染，液体燃料的短缺和能源

安全,温室气体的大量排放,以及农村和小城镇的洁净、方便能源的供应问题。根据我国社会发展的需要和能源消费的实际情况,我国未来能源系统的发展方向应是实现资源多元化、产品多样化、污染极小化和效益极大化。

以合成气为核心的多联产系统正是符合这些原则的跨越式技术路线,是综合解决五大问题的重要途径和关键技术,表现为:

(1) 资源多元化。以煤、天然气、渣油、石油焦和生物质为原料,尤其适合利用处理高硫煤、高硫石油焦,扩展了燃料品种和资源供应。

(2) 产品多样化。粗煤气通过高温净化后获得纯净硫和净煤气,然后可以净煤气为原料来进行热、电、气、化工联合生产,即在发电的同时,还可以生产液体燃料和化工品、城市煤气等。

(3) 污染极小化,能满足未来社会更严格的环保要求。燃煤发电技术的主要排放及副产品见表 13.7-1。IGCC 是目前最洁净的燃煤发电技术,不仅符合日益严格的脱硫脱硝除尘要求,还能满足未来对微颗粒(PM_{10} 、 $PM_{2.5}$)和金属元素(如汞)的减排要求。从表中可以看出,IGCC 的排放水平显著低于亚临界、超临界(脱硫脱硝除尘)煤粉电厂,而且脱汞的经济优势非常明显。例如:IGCC 的除汞成本约 0.25 美元/MWh,而煤粉电厂则高达 2.5~3.5 美元/MWh。另外,目前大型煤粉电厂耗水量是 2~5 kg/kWh,IGCC 则可以减少多达 50% 以上的水耗。

表 13.7-1 燃煤发电技术的主要排放及副产品对比

燃煤发电技术	SO ₂	NO _x	PM ₁₀	灰	渣	石膏	元素硫	汞 ^①
亚临界	4.99	1.36	0.14	54.43	0	68.04	0	6.85
超临界+脱硫脱硝除尘	0.58	0.68	0.05	38.56	0	50.12	0	2.28
IGCC	0.19	0.08	0.005	0	57.83	0	3.86~7.71	0.76

① 汞的单位是 10^{-5} g/kWh。

(4) 效益最大化。多联产能源系统的实质是多种不同类型产品生产过程的优化耦合。优化耦合后的系统不仅可以实现电力与高附加值化工产品的联产、有效地降低各产品的成本,且还可以灵活地调节多个产品之间的“峰—谷”差,使得整体系统的经济效益始终维持在高水平。

2 一般性多联产化工系统

在过去的 20 年中,尽管全世界有数十个 IGCC 电站进行了示范,基本证明了其技术和商业可行性,但其后来的发展很慢,甚至长时间停滞,原因主要在于投资过高导致的经济性欠佳。与此形成鲜明对照的是,以气化为基础的多联产化工系统在炼油企业中却得到较多的发展,原因在于炼油厂一方面有廉价的渣油或石油焦作为气化原料,另一方面,在发电的同时联产炼油过程需要的氢气,使得经济性大为提高。

位于意大利 Sardinia Sarroch 的 Sarlux IGCC 项目就是一个一般性多联产化工系统的典型例子。其原理流程如图 13.7-1 所示。

该工程中配置了 3 台德士古激冷式气化炉,可选用减压渣油、减压减黏渣油或沥青为原料。采用独立空分系统,由两台 2300t/d 的空气分离装置组成,氮气不回注。气化炉中产生的合成煤气的压力为 3.8MPa,温度为 1400℃。当用水直接激冷后,利用灰水循环系统的水来洗涤合成气,此后合

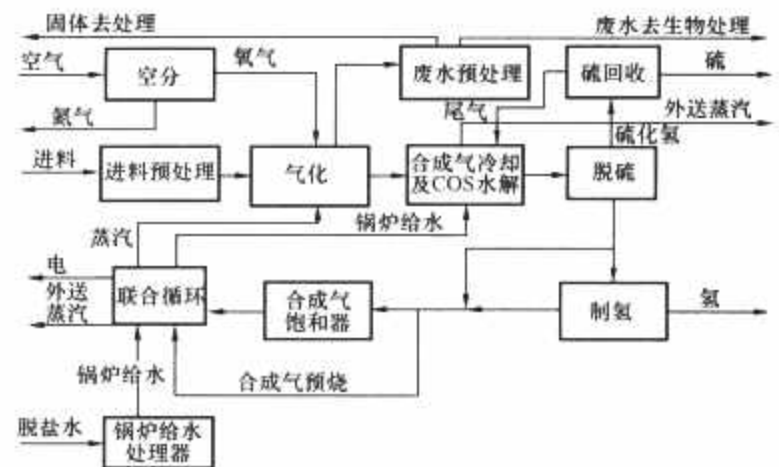


图 13.7-1 Sarlux IGCC 原理流程示意图

成气经热交换器、COS 水解器和 Selexol 吸收塔脱除 H_2S 、COS 以及少量的 CO_2 。随后,一部分洁净的合成煤气被送去制 H_2 并与 CO_2 分离,另一部分洁净的合成煤气经饱和器加湿后送到燃气轮机燃烧室中燃烧,合成煤气加湿的目的是为了控制燃气轮机排气中的 NO_x 排放量。进入燃烧室的合成煤气的压力为 2.0MPa,温度约 200℃,低位发热量为 7118~7746 kJ/kg。

Sarlux IGCC 有 3 组单轴布置的 STAG109E 型联合循环机组,每组联合循环机组配备了 1 台 MS9001E 型燃气轮机、1 台余热锅炉、1 台汽轮机和 1 台发电机。燃气轮机的单机功率为 136.3MW,汽轮机的单机功率为 50.8MW,3 台联合循环机组的毛功率为 561.3MW,厂用电耗功率为 55.3MW,即厂用电耗率为 9.85%。整个 IGCC 系统还生产中压蒸汽 100t/h,低压蒸汽 85t/h,氢气 40000m³/h(标况下),供精炼厂用。考虑氢气联产在内,全厂热效率为 48.4%(不包括空分电耗)以及 44.6%(考虑空分电耗)。

值得一提的是,Sarlux IGCC 是世界上提高可用率最成功的案例之一。它在 2001 年开始使用合成气商业运行时的可用率仅有 55%,而经过 3 年的摸索和改进,2004 年可用率达到了 94%。

3 甲醇—电力多联产系统

3.1 甲醇合成技术的发展

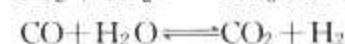
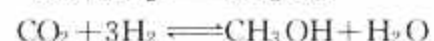
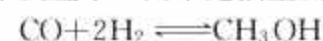
3.1.1 甲醇合成原理

目前工业上使用的甲醇生产的原料气为含 CO 、 CO_2 和 H_2 的合成气。国外甲醇生产大部分以天然气为原料,由于我国天然气储量有限而且价格相对较贵,相比而言煤炭资源丰富而且价格低廉,是我国进行甲醇大规模生产的首选原料。

传统甲醇生产中煤气化制得的富 CO 原料气需要先经过调整组成与去除杂质。调整组成的方法是进行一氧化碳变换反应,即



然后对 CO_2 进行脱除,以满足 (H_2-CO_2) 与 $(CO+CO_2)$ 的摩尔比为 2.05~2.15。净化主要是脱除硫化氢和有机硫化物,防止催化剂的“中毒”。经过调整和净化后的气体送往合成工序,在加压和一定温度下进行合成反应生成粗甲醇。下面的 3 个反应中,两个是独立反应。



甲醇合成反应是可逆的放热反应,由于化学平衡的限制,通过甲醇合成反应器的气体中的一氧化碳、二氧化碳与氢不可能全部合成成为甲醇。为提高合成气的转化率,传统

甲醇生产中一般将未反应气体进行循环。合成工序得到的粗甲醇需要经过精制去除杂质,才能得到最后的产品甲醇。甲醇精制主要采用精馏的方法。

3.1.2 甲醇低压气相合成

甲醇合成是有机工业中最重要的催化反应之一,没有催化剂的存在,合成甲醇的反应几乎不能进行。所以,合成甲醇工业的进展,很大程度上取决于催化剂的研制成功及催化效果的改进。目前世界上绝大部分甲醇都是用低压气相法生产的。低压气相法采用固定床反应器,合成甲醇的操作压力为 5~11MPa,反应温度为 200~300℃,尾气循环,循环比一般大于 5,原料气中含有 1%~8%的 CO₂,所用催化剂为 Cu-Zn-Al 系催化剂。

当前世界上的低压甲醇合成工艺主要有 4 种,即 ICI、Lurgi (鲁奇)、TOPSΦE 和三菱,前两种工艺生产的甲醇占世界总产量的一半以上。ICI 工艺和 Lurgi 工艺的主要区别在于反应器冷却方式不同。传统 ICI 工艺采用固定床多段冷激式绝热轴向流动反应器,其热量是通过特殊设计的菱形分布系统将激冷气喷入床层中间带走,床层多段连续;Lurgi 工艺则采用列管式等温反应器,管内填充催化剂,由管间沸水带走反应热,并副产蒸汽。ICI 的反应器适于大型化,易于安装维修;而 Lurgi 工艺反应均匀、副反应少,空时收率高达 0.65~0.72t/(m³·h) [传统 ICI 约 0.3t/(m³·h)],反应器副产蒸汽,能量利用合理。目前有数个采用 Lurgi 工艺的百万吨级甲醇装置已经或即将投产,生产规模达到 5000t/d 以上。Lurgi 甲醇的生产装置如图 13.7-2 所示,反应器副产的蒸汽可去膨胀透平做功,驱动循环压缩机后供给精馏单元作为加热蒸汽。

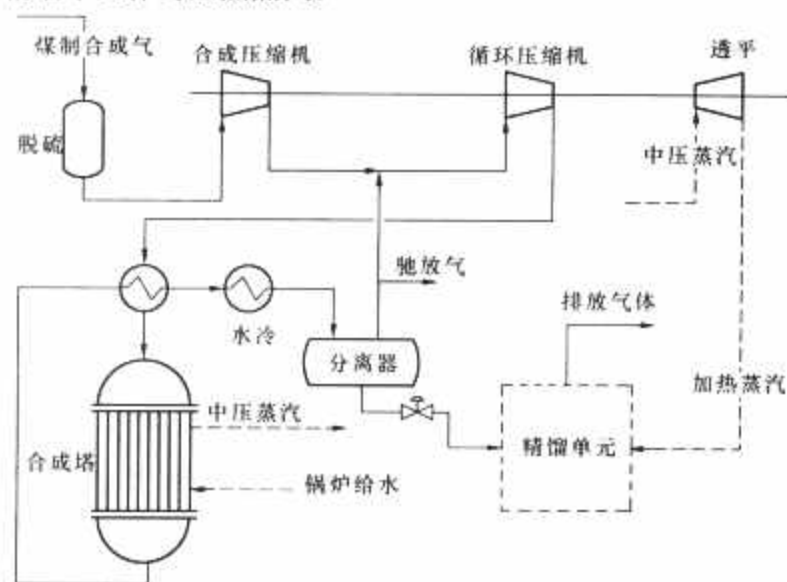


图 13.7-2 Lurgi 煤制甲醇合成工艺

3.1.3 甲醇浆态床液相合成

低压气相法由于反应器的合成气单程转化率较低,一般只有 10%~15% (CO 单程转化率),有大量的未转化气体需要进行循环,增加了循环工段的能耗。且由于循环比大时气体惰性组分有累积效应,因而新鲜气中氮气含量不能过高。因此,在用天然气制备原料气时,只能靠天然气蒸汽重整或纯氧部分氧化工艺制造,而不能用节能的空气部分氧化法。鉴于以上问题,国内外相继开展新型甲醇合成工艺的探索,如 GSSTR (气—固—固滴流流动反应器)、RSIPR (级间产品脱除反应器)、气—液并存式反应器、液相法合成甲醇技术、甲烷直接氧化制造甲醇技术等。液相法甲醇合成技术又分为三相淤浆鼓泡床合成技术和液相络合催化法技术,以及清华大学化工系正在积极开展研究的构件循环浆态床甲醇合成技术。在这些新技术中,目前进入商业示范工业

化阶段的只有美国空气产品和化工公司 (APCI) 开发的采用 CuO-ZnO-Al₂O₃ 系列铜基催化剂的浆态床液相法合成甲醇技术 (LPMEOHTM)。其原理是在反应器中加入惰性油介质,细粒催化剂悬浮分散在油中,气体从反应器底部进入,以气泡的形式通过反应器,溶解在液体中的气体在催化剂表面生成甲醇。

比起传统的低压气相合成方法,浆态床液相法甲醇合成技术更适合于多联产系统的甲醇生产,因为它有以下优点:

(1) 液体良好的散热能力使得反应器温度均匀,温度易于控制;一致的温度也使得合成气单程转化率比气相法高得多,CO 转化率最多可以达到 50%,而且热交换器体积小。

(2) 由于良好的温度可控制性,可以直接通入富 CO 的合成气,即可以直接使用煤气化生产的合成气,无需经过水煤气变换反应调整组成。

(3) 液体提供了良好的热稳定性,使反应器具有鲁棒性和灵活性,反应器可以适应快速调节的需要,甚至停、启操作,在气相法中这是不可能的。对多联产中和发电设备的耦合需要来说,这一性能非常重要。

(4) 使用富 CO 合成气的液相反应器出口粗甲醇具有高纯度的甲醇含量 (>95%),可直接用于对甲醇产品等级要求不高的用途,节省了精馏费用。

(5) 催化剂在线装、卸方便,不影响甲醇的生产,可以保持高的生产强度。

图 13.7-3 为 LPMEOHTM 浆态床反应器的原理示意图。

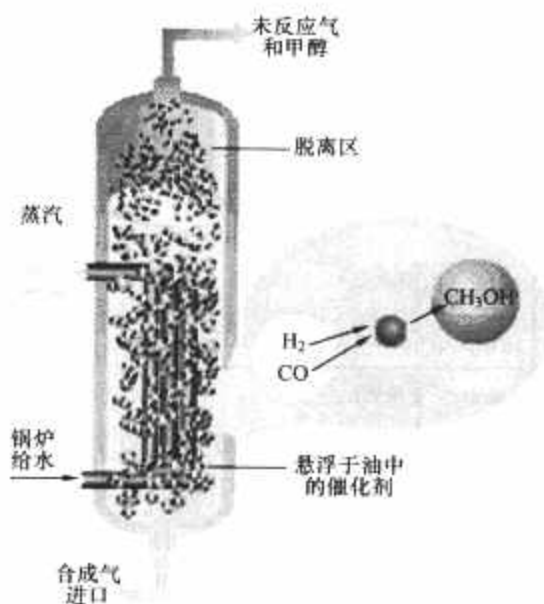


图 13.7-3 LPMEOHTM 浆态床反应器的原理示意图

20 世纪 80 年代,在美国能源部支持下,APCI 在得克萨斯州 LaPort 开展了超过 7400h 的工艺试验。1992 年,LPMEOHTM 入选美国能源部第三轮清洁煤 (CCT) 计划,并在位于田纳西州 Kingsport 的 Eastman 化工公司工厂进行示范。

依斯特曼液相甲醇示范项目是在已有的气相甲醇厂中添置液相甲醇合成系统。示范项目中,煤气化系统制得的合成气约有一半左右用作液相甲醇合成的原料。除此之外,液相甲醇合成系统还有两股输入物流:一股是气化系统制得的高纯一氧化碳;另一股是引自原有甲醇合成系统的富氢气体。由于富氢气体的压力低于其他两个输入物流,因此在送入液相甲醇合成器之前,首先将其同系统中未反应的循环合成气混合,然后用循环压缩机将循环混合气压缩至所需的压力。输入合成气和高纯一氧化碳气混合后通入羟基防护床,用活性炭除去输入混合气中可能存在的污染物。接着输入气与循

环气混合,经预热后送入液相甲醇合成器。

在液相甲醇合成器中,输入的混合气在催化剂浆液的作用下,部分转化为甲醇蒸汽。甲醇合成的反应热通过催化剂浆液传给内置热交换器,用来产生蒸汽。通过控制蒸汽的压力,将催化剂浆液的温度保持在 250℃ 左右。在反应器的上方,产品气自催化剂浆液中分离出来。

产品气中夹带的微滴浆液由反应器下游的旋液分离器回收,并回送至液相甲醇合成器。旋液分离器出口的产品气经降温,冷凝出来的油滴用高压油分离器回收,同样返还至甲醇合成器中。随后,产品气通过降温将甲醇冷凝出来。在甲醇分离器中,下方冷凝出来的甲醇通入甲醇精馏设备,上方的未反应合成气部分循环,部分进入燃料管道。

甲醇精馏采用双塔结构,第一个精馏塔除去较轻的杂质,第二个精馏塔分离出一股化学纯级甲醇产品流和一股粗甲醇流(包含高级醇、水和痕量工艺油)。粗甲醇送入依斯特曼原有的气相甲醇厂继续精馏甲醇。只采用单塔精馏结构时,可以生产燃料级的甲醇产品。

液相甲醇合成系统还包括催化剂活化设备,一般采用搅拌式催化剂还原器。其首先将氧化物形式的粉状催化剂同矿物油搅拌混合,制得催化剂质量占 30% 的催化剂浆液,然后引入氮气和 CO 的混合还原气,将催化剂由氧化态形式还原为活性态形式。还原过程中,由于要监控 CO 的消耗量以确定还原反应是否反应完全,因此必须小心控制催化剂浆液的温升。还原反应完全后,活化催化剂浆液被泵送入液相甲醇合成器中,同时必须从合成器中移出等量的废催化剂,废催化剂送去金属回收处理或再生。

3.2 多联产中的煤气合成甲醇系统

如前所述,LPMEOH™ 可以作为甲醇生产装置单独运行,此时,从浆态床反应器出来的未反应气体在释放惰性气体后将通过循环压缩机被再次送回到反应器中合成甲醇。然而,由于浆态床的高单程转化率以及适合使用富一氧化碳合成原料气的特性,使得它可以采用单程通过的方式(即未反应气体不再循环)和 IGCC 系统配合形成电力—甲醇多联产系统。浆态床和 IGCC 构成多联产系统的方案可以有多种,其中较简单的一个方案的原理示意图如图 13.7-4 所示。

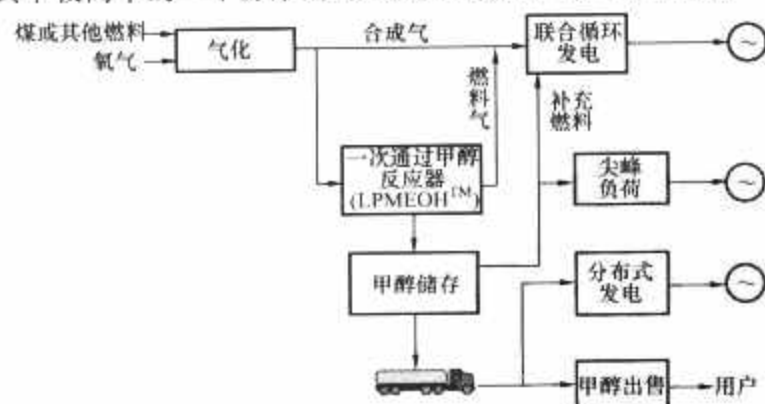


图 13.7-4 一次通过浆态床甲醇合成与 IGCC 发电耦合的多联产系统

从图 13.7-4 中可以看出,由煤气化炉来的净化后的合成气分为两部分:一部分直接送往燃气—蒸汽联合循环发电;另一部分送往浆态床反应器。该反应器采用一次通过方式,即通过浆态床转化为甲醇的气体不再循环回反应器入口,而是送往后续的联合循环用于燃烧发电。此方案利用了浆态床具有良好的启、停和变负荷性能的优点,在发电负荷低于额定工况时,将多余的合成气合成为甲醇,其目的在于始终保证煤气化炉处在满负荷状态。由于煤气化炉及其附属

设备非常昂贵,在整个设备投资中的份额很大,因此,始终保证其满负荷运行,对运行经济性和投资回收是非常有利的。据 APCI 估计,浆态床在基本负荷或在循环方式下运行,合成气转化为甲醇的比例在 20%~30% 之间是最优化的,至多转化到 50% 也是可行的。

以保持煤气化炉满负荷运行为原则构造的甲醇—电力多联产系统中甲醇合成的原理流程如 13.7-5 所示。该流程是以发电为主、甲醇生产为辅的多联产系统。设计工况下,相当比例(例如 70%)的合成气直接送往燃气—蒸汽联合循环发电,此时发电功率为满负荷或最大负荷;剩余合成气则送往甲醇合成装置。为叙述方便,在此将前一部分气体称为燃烧气,后一部分气体称为合成气。

(1) 由于甲醇合成对原料气的含硫量要求更高($<1 \times 10^{-6}$),合成气首先通过防护床将含硫量脱除到适合合成的水平,而燃烧气则不再脱硫。显然,这样把燃烧气和合成气区别脱硫的方式无疑可以减少运行成本。

(2) 精脱硫后的合成气进入甲醇合成工段有是否通过新鲜气压缩机压缩的选择,在图 13.7-5 中左上部分分别以实线和虚线标出。是否选择新鲜气压缩机主要取决于煤气化炉的工作压力。浆态床甲醇合成适宜的工作压力约为 5~7 MPa (50~70 bar),温度为 250℃。当气化工段采用工作压力为 4.2 MPa (42 bar) 的德士古气化炉或工作压力为 2.9 MPa (29 bar) 左右的壳牌气化炉时,必须通过压缩机将原料气升压到合成需要的压力,需要消耗电功。如果有可能选择高工作压力的气化炉时,此压缩机可以省略,从而节省了压缩功。但另一方面,工作压力的升高会造成煤气化工段投资和运行费用的增加,同时还要考虑燃烧气压力和燃气轮机的匹配。因此,在气化炉工作压力可以进行选择的前提下,需要进行综合技术经济比较确定合适的气化炉工作压力。在此选择具有新鲜气压缩机这一情况进行叙述。

(3) 升压后的新鲜气与经压缩后的循环气混合后构成浆态床反应器的入口气。循环气是甲醇分离器出口未反应气的一部分,其占未反应气的份额取决于系统的发电负荷。在需要进行未反应气循环的情况下,发电负荷越高,此份额越大。

(4) 进入浆态床反应器的入口气首先与产品气换热升温后进入反应器进行合成反应。合成反应器出口的产品蒸汽和未反应气体则首先与原料气换热冷却,之后进入油分离器将携带出的矿物油分离下来并送回反应器,最后经过两级换热器将甲醇冷凝后进入甲醇分离器。甲醇分离器分离下来的粗甲醇经闪蒸后,送精馏单元生成燃料级甲醇。闪蒸及精馏排放的可燃气体将在合适的压力点汇入作为燃气轮机的燃料气,参与发电。如前所述,由于浆态床甲醇合成产品中水分较少,且产品为燃料级甲醇,因此精馏单元只设一级蒸馏塔即可。

(5) 从甲醇分离器出来的未反应气体,一部分如前述经循环压缩机升压后回到反应气入口参与合成,另一部分经过换热升温后送往燃气轮机发电。因为此时气体的压力远高于燃气轮机燃烧室的压力,为回收能量,此时可以设置一台气体膨胀机,如图 13.7-5 中虚线画出的“可选择的膨胀机”所示,膨胀机带动发电机所发电力供厂用电或直接送入电网。后一种方式简化了部件间的耦合,更有利于变工况运行。

(6) 总体上讲,图 13.7-5 所示的是一个发电生产和甲醇生产并联进行的系统。两个子系统间通过两方面的物质和能量交换耦合在一起。第一方面是甲醇合成反应器出口未反应气的一部分及其携带的能量,这部分气体本质上和传统甲醇合成中循环回路上的释放气相当,只是数量大小的差别,与这部分相关的还包括闪蒸及蒸馏塔排出的可燃气体。第二

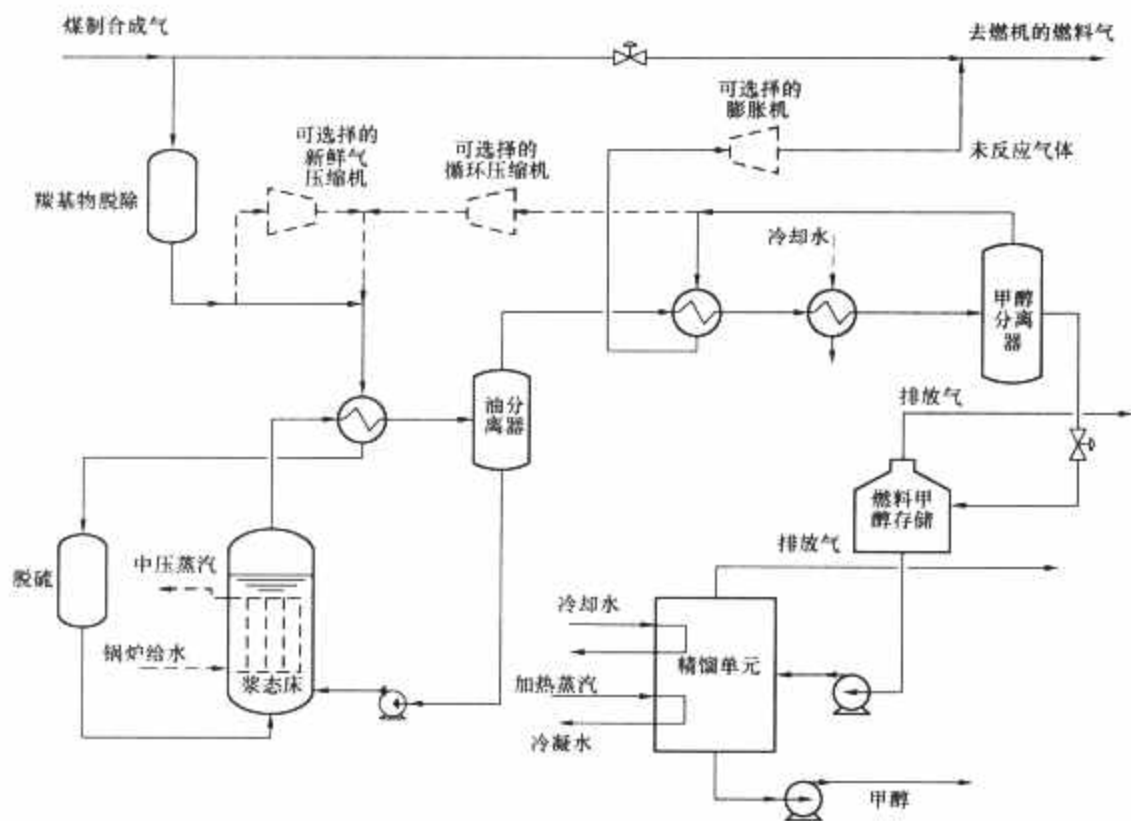


图 13.7-5 甲醇—电力多联产系统中甲醇合成原理流程

方面是工艺蒸汽和水的吸放热。除一般的换热外，主要包括：

- 1) 浆态床甲醇合成反应器副产的蒸汽。浆态床中，为保证工作介质维持 250℃ 的最佳温度，传热是通过调整内置换热器汽水侧压力来实现的。由于 250℃ 对应的蒸汽的饱和压力约为 4MPa (40bar)，因此浆态床副产的是中压蒸汽。
- 2) 精馏塔加热需要的工艺蒸汽。

3.3 煤气化电力—甲醇多联产系统配置方案

事实上，电力—甲醇多联产系统可以有多种配置形式，上节中举例介绍的是相对简单的一种，它实际上是一种甲醇合成流程和发电流程呈并联关系的配置。上升到一般意义上来讲，甲醇生产与 IGCC 的耦合方式主要有两种，即并联方式和串联方式，这也是多联产系统两种基本的连接方式。下面简要介绍

一下不同连接方式的多联产系统的配置情况及特点。

3.3.1 并联式多联产系统流程

3.3.1.1 采用低压气相法甲醇合成工艺的甲醇、电的并联式多联产系统

该系统设计流程如图 13.7-6 所示。气化炉压力为 6.0MPa，气相反应器压力为 5.0MPa。煤气化得到的合成气经过净化、脱硫后，一部分直接作为燃料去联合循环发电；其余作为甲醇合成的新鲜原料气，经过干法脱硫和水煤气变换后得到满足气相法甲醇合成需要的富 H₂ 新鲜气，然后与循环工序来的气体合并（循环比 4.5：1），经过预热进入反应器合成甲醇。反应器出口气体经过换热、冷却，到分离器中分离出粗甲醇送去精馏系统。分离器出口的未反应气体大部分经压缩后循环，少部分未反应气体（释放气）与发电用合成气合并后去燃气轮机燃烧室燃烧。

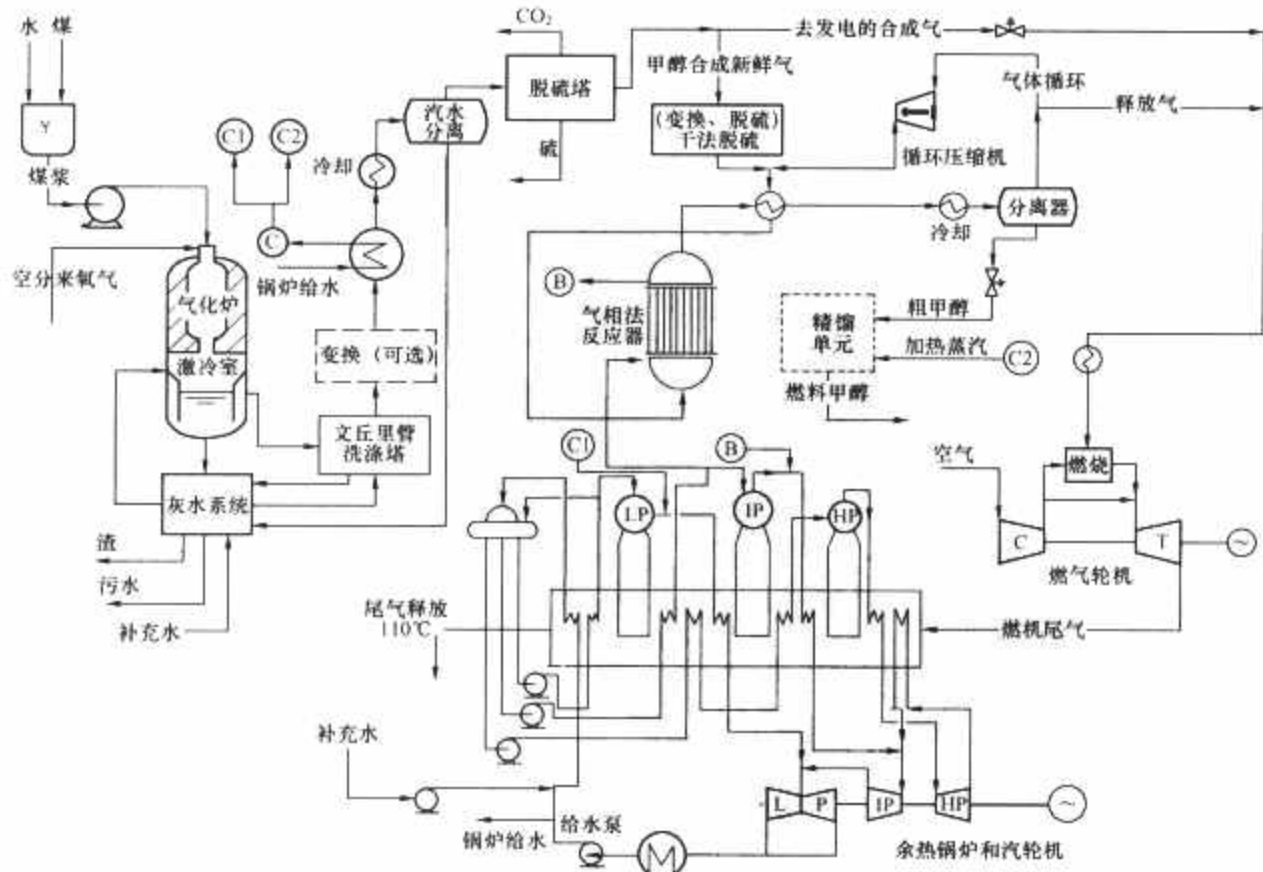


图 13.7-6 气相法甲醇合成工艺的并联式多联产流程示意图

反应器拟采用鲁奇反应器的设计, 高温水在反应器的内部冷却管中沸腾产生蒸汽, 移走甲醇合成反应放出的热量, 产生的蒸汽可在余热锅炉内过热后去中压缸发电。经过除尘净化后的粗煤气含有大量水蒸气, 温度在 240°C 以上, 在冷却到 Selexol 脱硫要求的 40°C 以下低温的过程中会放出大量的汽化潜热, 这部分热量可用于产生大量的低压蒸汽。一部分可以满足甲醇精馏单元的加热需要, 其余部分送去余热锅炉, 与低压汽包送出的低压蒸汽一起过热后去低压缸发电。

3.3.1.2 采用浆态床液相法甲醇合成技术的甲醇、电的并联式多联产系统

该系统与气相法甲醇合成工艺的并联式多联产系统基本类似。气化炉压力为 7.0MPa , 反应器压力为 6.0MPa 。但在甲醇合成的具体流程设计上, 液相法的多联产流程更加灵活, 可以有以下 4 种基本的设计方案:

(1) 富 H_2 气体循环方案: 与气相法一致的设计, 设置气体变换, 甲醇合成的未反应气体进行循环, 循环比 3:1。

(2) 富 H_2 气体一次通过方案: 取消未反应气体循环回路, 保留气体变换, 采用富 H_2 气体一次通过合成甲醇, 如图 13.7-7 所示。

(3) 富 CO 气体循环方案: 取消气体变换, 保留未反应气体循环回路, 循环比 1:1。

(4) 富 CO 气体一次通过方案: 取消气体变换, 采取富 CO 气体一次通过甲醇合成, 如图 13.7-8 所示。

除富 H_2 气体循环方案外, 由于去发电系统的未反应气体流量较大, 为利用这部分气体的高压力, 设置膨胀机回收部分能量, 并设置第二个分离器回收部分气体携带的甲醇送回精馏单元。

3.3.2 串联式多联产系统流程

串联式的多联产系统也有两种设计, 即富 CO 气体一次通过方案和富 H_2 气体一次通过方案, 系统流程分别如图 13.7-9 和图 13.7-10 所示。

合成气经净化后全部一次通过液相反应器进行甲醇合成, 分离器出口的未反应气体经过膨胀机降压做功、二级分

离回收少量甲醇后, 作为燃料供给联合循环发电。

气化炉压力为 7.0MPa , 反应器压力为 6.0MPa 。与并联方式比, 此方案耦合程度高, 液相反应器相当于 IGCC 中的一个“合成气预处理装置”, 将部分合成气转化成甲醇后, 得到的未反应气体热值仍然很高。在合成气制备过程中, 可以选择设置变换工序以提高合成气单程转化率, 或者直接使用富 CO 的合成气一次通过液相反应器。在直接使用富 CO 合成气作为甲醇合成原料气的情况下, 为有效脱除粗煤气中的有机硫, 在除尘设备后需要设置额外的 COS 水解装置将其转化为无机硫。

3.4 多联产系统变工况问题讨论

多联产作为一个新事物, 目前还没有广泛的工业实践。关于多联产的配置方式, 有很多种观点, 也伴随着很多争论。典型的有: 多联产应当以化工生产为主还是以电力生产为主; 就多联产的技术效率和经济性而言, 串联方式布置方案是否一定优于并联布置方案等。显然, 要完全回答这些问题, 还需要进行深入的流程配置计算和技术经济性分析, 目前还没有肯定的答案。作为初步讨论, 可从多联产系统变负荷运行的角度, 对多联产耦合方式进行了分析, 试图得到一些有用的结论。分析中用到的一些前提条件是:

(1) 鉴于煤气化炉投资在整个系统中的重要份额, 多联产系统设计和运行都应当以保证煤气化炉始终满负荷运行为前提。

(2) 采用气相甲醇合成技术时, 假定可以通过保证实际空速基本在额定空速附近的方式满足合成过程中对反应温度控制的要求。

(3) 采用液相甲醇合成反应器时, 一方面假定反应器具有良好的动态特性, 可以快速启停; 另一方面, 也假定为了保证合成效果, 反应器运行空速尽可能在设计空速附近变动, 当然, 变化幅度高于采用气相合成时的幅度。

(4) 燃气轮机联合循环的额定功率就是发电最大功率, 变负荷只能是功率减少。

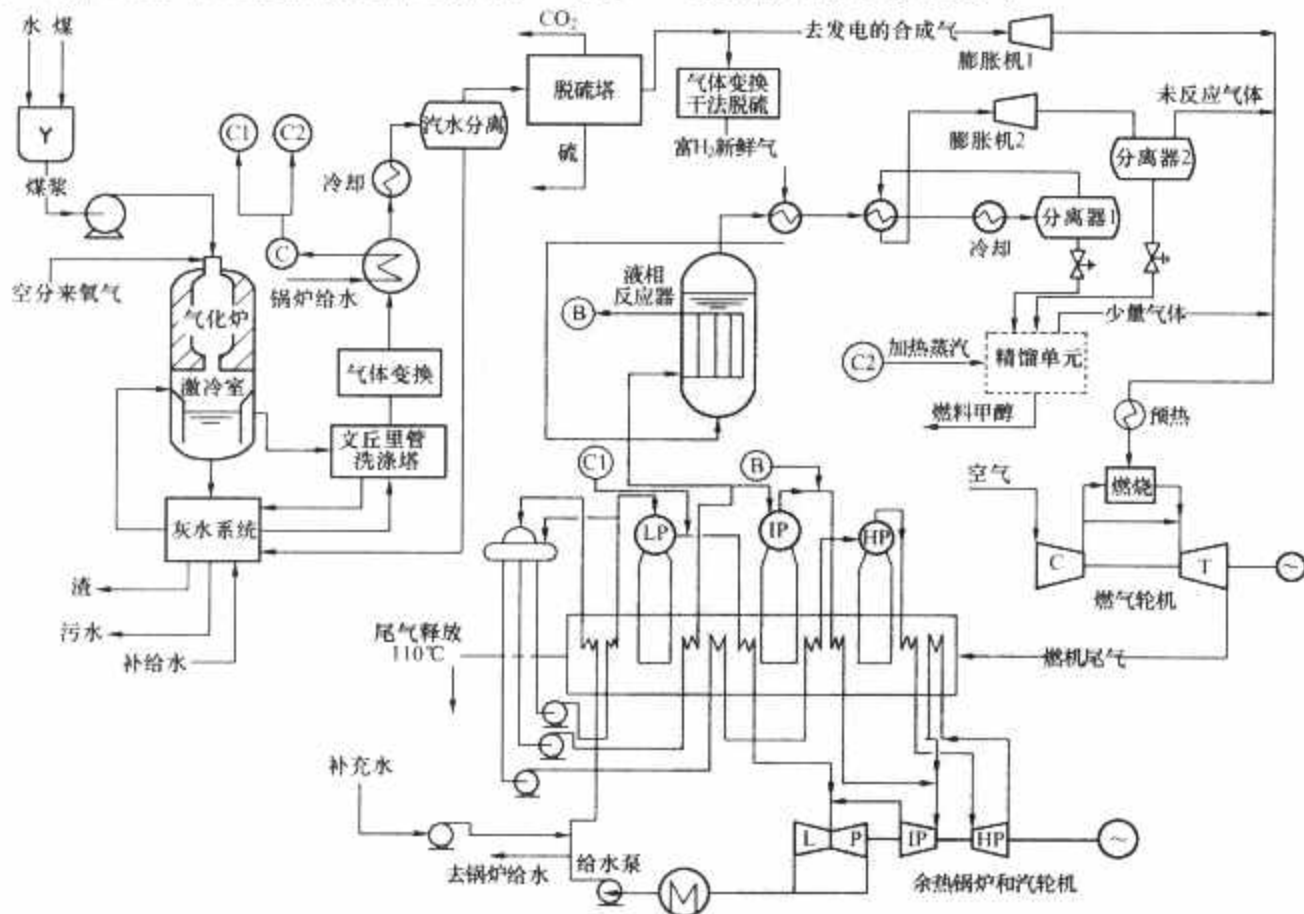


图 13.7-7 富 H_2 气体一次通过方案的液相法
甲醇合成的并联式多联产系统

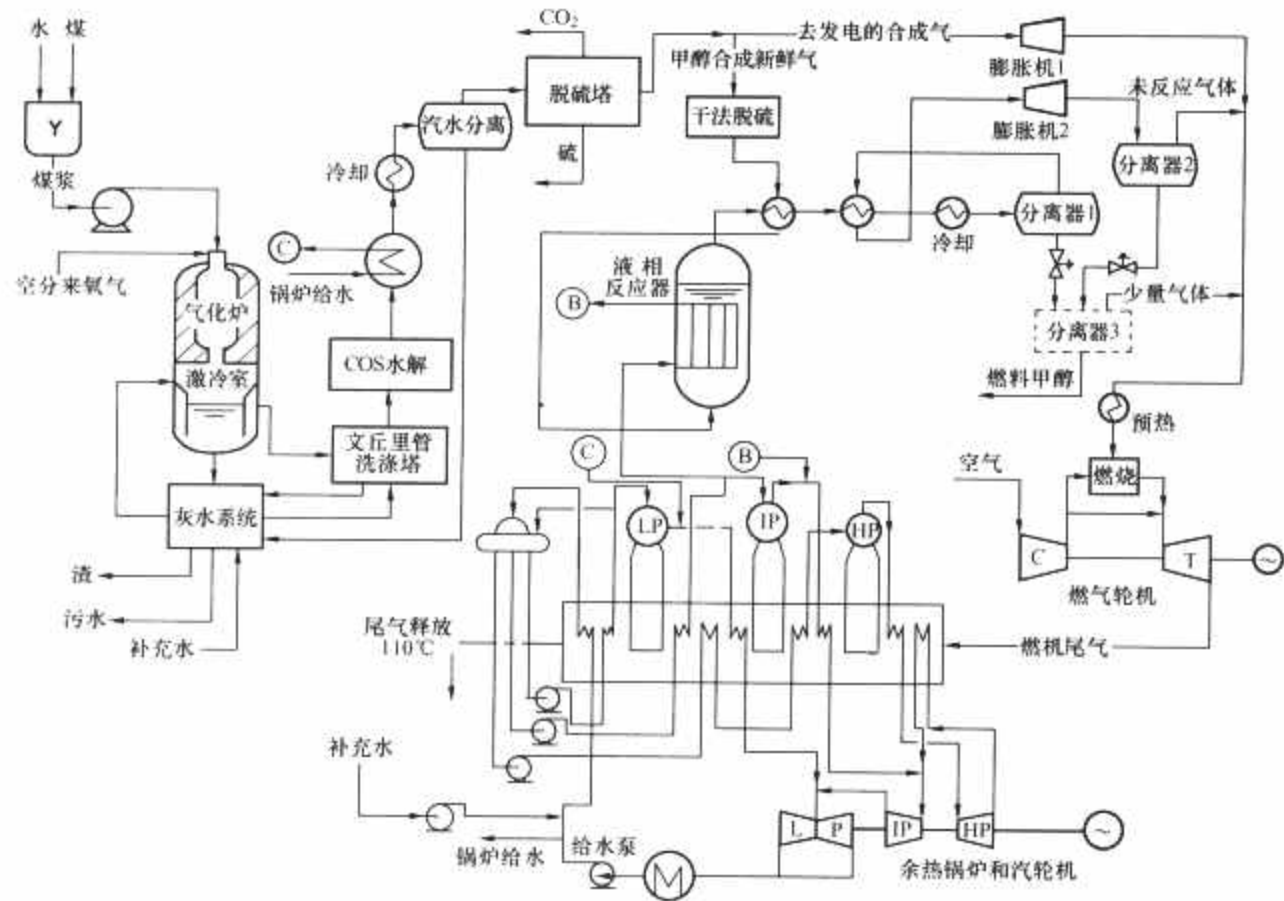


图 13.7-8 富 CO 气体一次通过方案的液相法
甲醇合成的并联式多联产系统

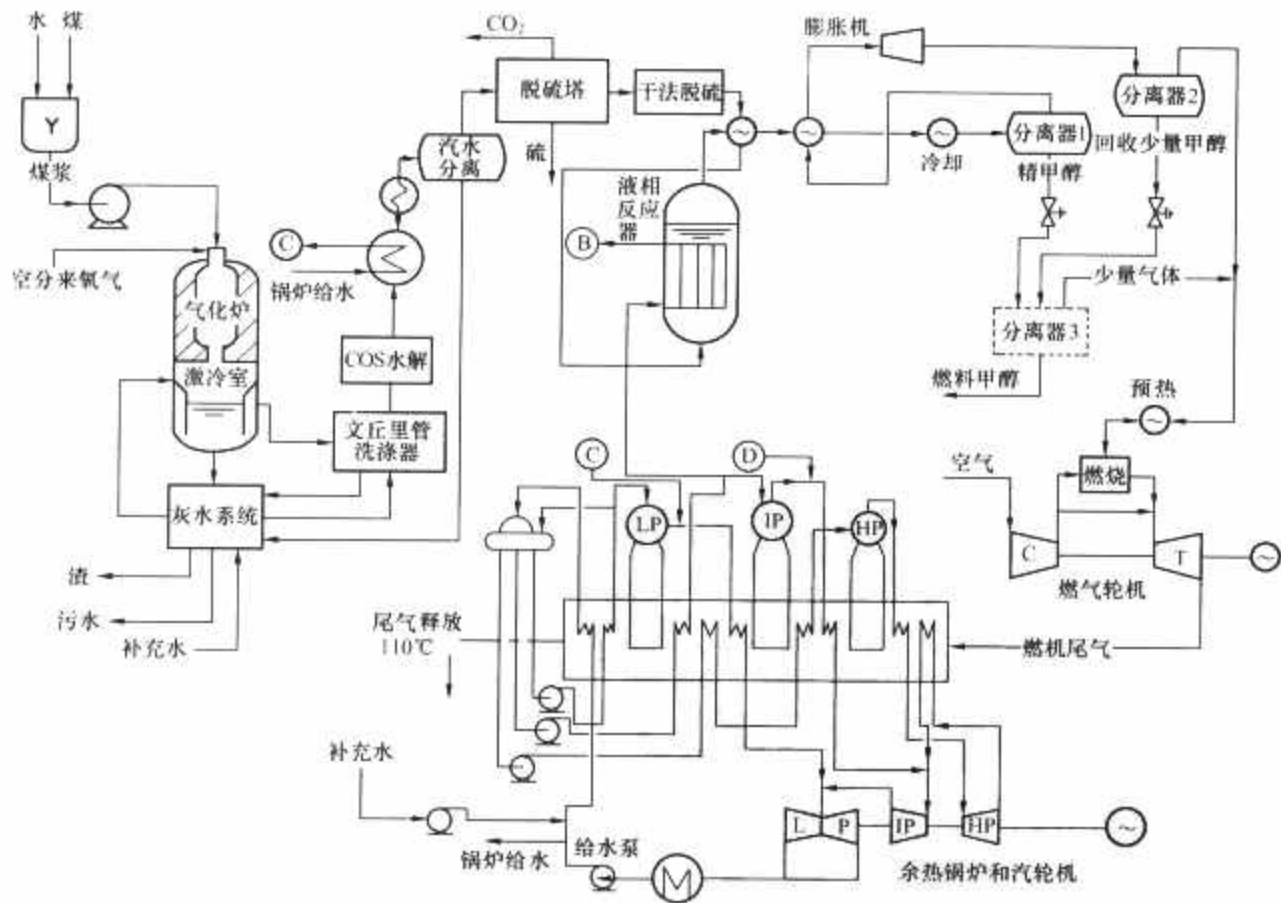


图 13.7-9 富 CO 气体一次通过的
串联式多联产流程

3.4.1 多联产系统变工况运行原理剖析

一般而言，动力系统和化工合成系统可以采用串联和并联两种方式组成多联产系统，如图 13.7-11 和图 13.7-12 所示。定义直接通往合成系统的合成气比例为 X_m ，则通往发

电系统的合成气比例为 $1 - X_m$ 。在串联系统中，所有的合成气均首先通过合成系统，因此 $X_m = 1$ 。
为实现一定范围的负荷调节，也为保证系统的稳定运行需要，必须设置合成气分离和循环回路。定义 X_{re} 为循环

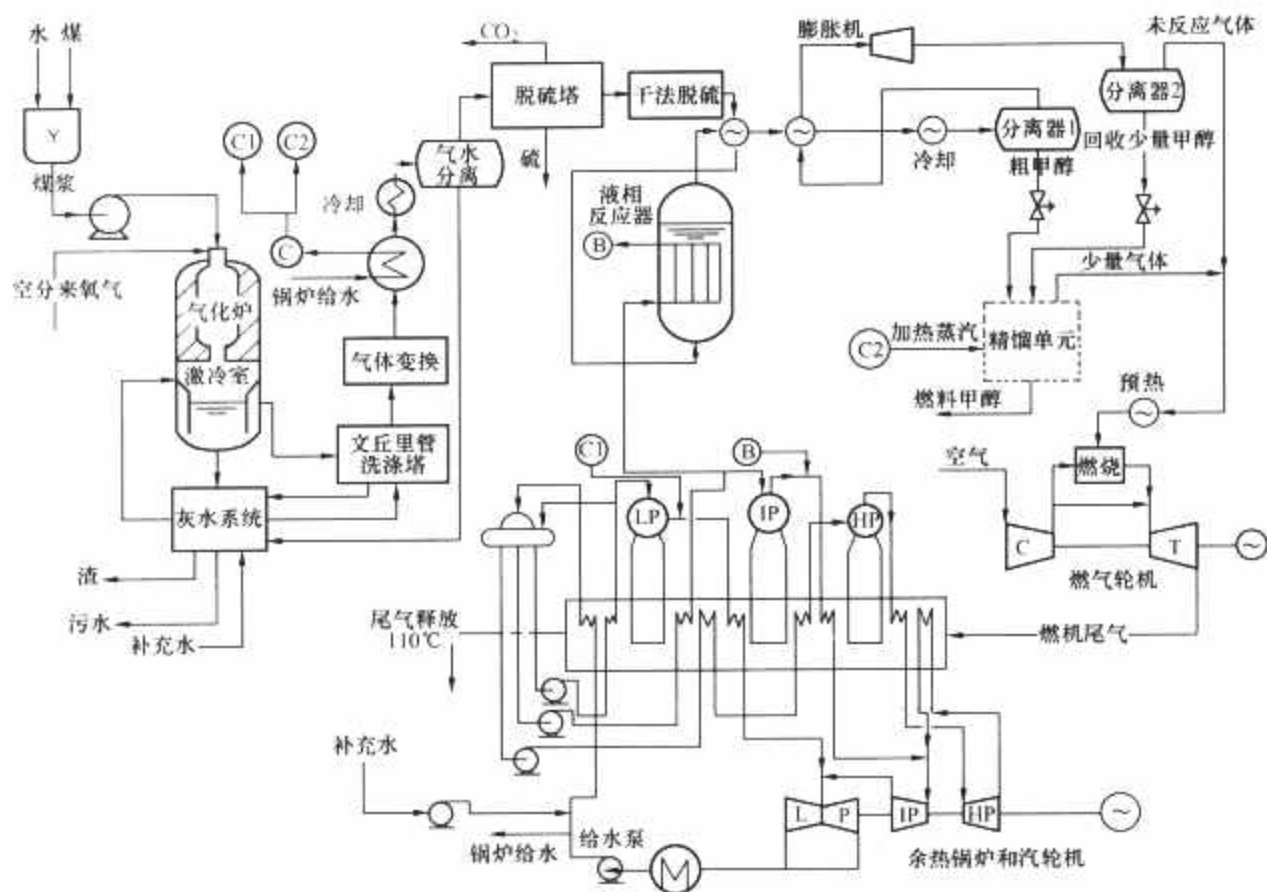


图 13.7-10 富 H_2 气体一次通过的串联式多联产流程

比，其物理意义为循环回反应器入口的合成尾气与反应器入口新鲜气的比值。系统运行的一个特例是合成尾气完全不循环，而是全部送往发电系统，在此称其为合成气“一次通过”方式，此时 $X_{re}=0$ 。



图 13.7-11 多联产系统串联方案

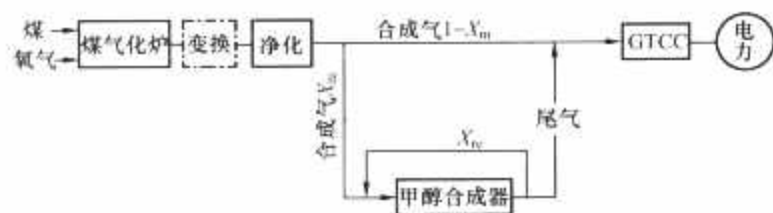


图 13.7-12 多联产系统并联方案

图 13.7-11 和图 13.7-12 中用虚线标出了变换单元，表示这是一个可选单元，通过选择设置合成气变换系统与否，研究的系统方案可分为：不变换串联系统，变换串联系统，不变换并联系统和变换并联系统，分别以方案 1~4 标识。

煤气化系统的集成度一般定义为燃气轮机压气机提供的空气量占空分系统总进气量的比例。在此不对集成度进行重点讨论，下面的分析和计算中，均取集成度为 50%，空分出口氮气回注燃气轮机燃烧室的比例为 35.5%。

由于气化炉和相应净化装置的投资在整个投资中的份额较大，因此，除非特别指明，所指的变工况运行的前提条件是气化炉始终在设计工况工作。

在上述前提条件下，对多联产的变工况运行作如下分析：

(1) 多联产系统需要变工况运行的原因在于外界电网需要系统改变电负荷输出。此时，在总气量保持不变的条件下，合成气比例（或消耗量）需要在动力模块和化工模块之间进行分配。对确定的系统方案，燃气轮机和汽轮机的规模

和最大功率（设为额定电负荷）是确定的，这意味着在多联产系统设计工况下确定的分给动力模块的合成气量为动力模块所能接受的最大值。在低于额定电负荷时，动力模块消耗的合成气量必须减少，此少消耗的气量必须由化工模块多消耗掉。

(2) 由此角度审视多联产系统的设计和方案筛选问题时可以发现，变工况和设计问题的联系在于如下几个相互关联的方面：

1) 不同的系统配置方案对应的电负荷调节范围有多大，能否满足运行要求？

2) 在额定发电功率确定的前提下，应当选择多大容量的合成系统，以保证整个系统的能源效率和经济性最优？

3) 如果称多联产系统在设计点工作时对应的发电系统和合成系统的容量分别为它们的额定工作容量，则不难看出，发电系统的额定工作容量就是其自身的额定容量，而合成系统则不然。实际上，此时合成系统的容量是使整个系统正常联合工作的最小容量。当多联产系统变负荷时，合成系统必须具备某个最大容量，以满足消耗多余合成气的要求。由此产生的设计问题是，如何合理选取合成反应器的设计容量，使其一方面满足最大负荷要求，保证系统的变工况运行要求，另一方面不致因单方面满足最大容量要求，而导致多数工况下容量过于冗余，使得反应器的投资不能得到有效利用。

(3) 上述几个方面均是多联产研究和实践中的重要问题，但可资借鉴的研究工作尚不多见。为此，下面将以甲醇/电多联产系统为例，对系统配置方案与电负荷调节范围的作用规律进行研究。

3.4.2 甲醇/电多联产变工况特性模拟与分析

采用 Aspen Plus 建立了上述系统方案的变工况模拟程序，并依据所获得的物质和能量平衡数据对系统的变工况特性进行分析。

对图 13.7-11 所示的串联系统，设计时可选择的独立系

统变量为循环比 X_{re} 和反应器设计空速 V_0 ， V_0 物理含义为单位质量催化剂所能处理的反应混合物的体积流率。对图 13.7-12 所示并联系统，设计时可选择的独立变量为分流比 X_m 、循环比 X_{re} 和反应器整体空速 V_1 。 V_1 定义如下

$$V_1 = \frac{\text{设计工况下反应器进气量} / X_m}{\text{反应器中催化剂质量}} \\ = \frac{\text{设计工况下反应器进气量}}{\text{反应器中催化剂质量} \times X_m}$$

(1) 串联系统的负荷调节范围。串联系统的负荷调节是通过调节循环比 X_{re} 来实现的，图 13.7-13 示出了发电量随着循环比的变化情况，由图可见：

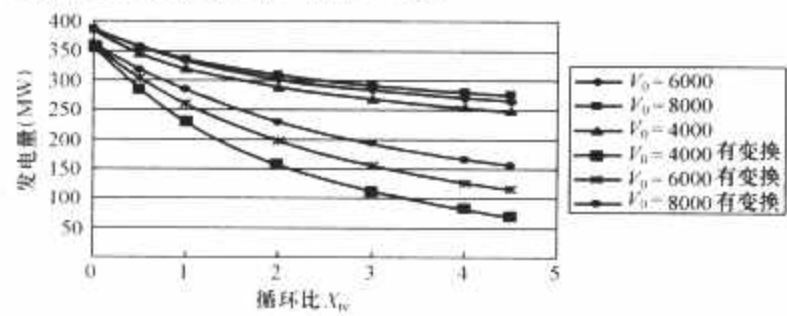


图 13.7-13 串联系统发电量随 X_{re} 的变化

1) 不变换串联系统的发电量随循环比的变化范围均在设计工况的 60% 以内，说明此类流程不适应电负荷大范围调节的要求。实际应用时，更适宜作为承担基本负荷的多联产系统方案。

2) 变换串联系统电负荷调节范围相对较大， $V_0 = 8000$ 6000，4000 m^3 ($\text{kg} \cdot \text{h}$) 三种空速下的最低负荷分别为设计负荷的 43.1%，31.9%，20.0%，基本可以满足工业要求的 30%~40% 的最低负荷要求。

3) 变换系统负荷调节范围明显高于不变换系统的根本原因在于，变换使得合成气的组分接近甲醇合成需要的化学计量比，因此未反应气循环有助于增加甲醇的产量，从而减少了通往发电系统的未反应气的有效组分，进而降低了电负荷。同理，不变换方案中，合成反应器出口尾气中的氢气已经很少，即使以很大的循环比将其送回反应器入口，也无助于大量增加甲醇产量。由此获得的启示是，不变换串联系统更适于采用合成气一次通过方式并承担基本负荷。

(2) 不变换并联系统电负荷调节范围。获得不变换并联系统负荷变化范围的方法是：在某一特定的分流比（如 $X_m = 0.5$ ）下，首先通过不断调整气化炉输出的合成气量（实际是选用不同容量的煤气化炉），找到使得动力系统功率输出为额定负荷（以 E_{max} 标识）的工作点，此时合成系统的甲醇产量就是对应系统设计负荷的产量；之后，维持气化炉容量及输出气量不变，让合成气全部通往合成系统（即 $X_m = 1$ ），且使合成尾气循环比达到最大值（取 $X_{re} = 4.5$ ），此时，动力系统的功率输出为可能达到的最小值（以 E_{min} 标识）。对不同的 X_m ，重复上述计算，并将得到的 E_{max} 和 E_{min} 连成曲线，就得到了图 13.7-14。

从图 13.7-14 可以看出，不同空速 V_1 下，随着分流比的增大，负荷调节范围呈现了相同的逐渐减小的变化规律；对同一分流比，较小的空速对应的负荷调节范围更大一些。

由于 $X_m = 1$ 对应最小的负荷变化范围，而其本身其实就是上节介绍的不变换串联系统，由此可看出，不变换并联系统的负荷调节范围总是大于不变换串联系统的。

设计分流比 $X_m = 0$ 的系统，变负荷范围最大，其最小电负荷对应循环比的最大值，本例中为 $X_{re} = 4.5$ 。将此最小功率与图 13.7-13 具有相同设计空速的变换串联系统在

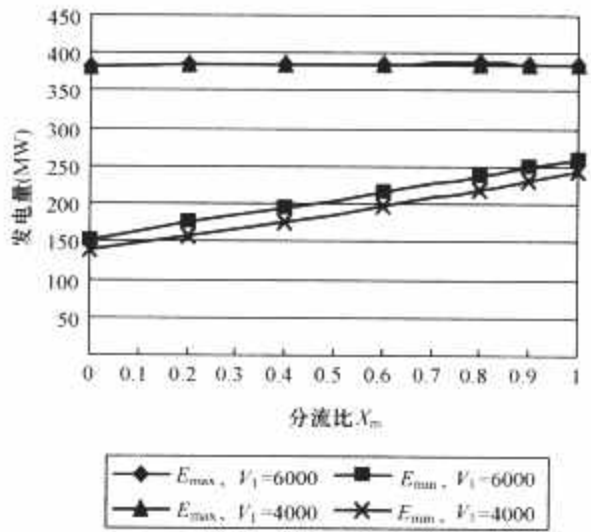


图 13.7-14 不变换并联系统在不同分流比下的负荷变化范围

$X_{re} = 4.5$ 对应的最小功率相比可以发现，不变换并联系统的负荷调节能力小于变换串联系统。

(3) 变换并联系统电负荷调节范围。首先定义变量 X_c 为“进气倍率”，其物理意义为进入合成反应器的原料气流量与来自气化炉工段干净新鲜合成气流量之比，其表达式为

$$\text{当 } X_m < 1 \quad X_c = X_m \\ \text{当 } X_m = 1 \quad X_c = X_m + X_{re}$$

变换并联系统发电量随调节参数的变化如图 13.7-15 所示。

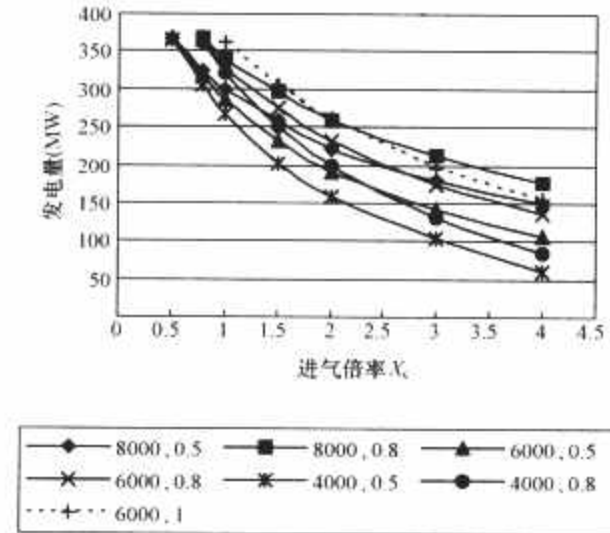


图 13.7-15 变换并联系统发电量随调节参数的变化

变换并联系统的负荷变化范围采用如下方式获得，如图 13.7-15 所示：对某一选定的整体空速和设计分流比（如 $V_1 = 8000$ ， $X_m = 0.5$ ）的系统，首先通过不断调整气化炉输出的合成气量，找到使得动力系统功率输出为额定负荷的工作点；之后，维持气化炉容量及输出气量不变，逐渐增大分流比至 $X_m = 1$ ，同时维持循环比为 0，可以看到电负荷是逐渐下降的，在此过程中， X_c 始终等于 X_m ；在 X_m 达到 1，即所有的合成气全部通往合成系统后，负荷调节是通过调整循环比进行的，其间， $X_c = X_m + X_{re} = 1 + X_{re}$ ；当循环比达到运行允许的最大值（本例为 3）时，对应的电负荷为所能达到的最小值，此时 $X_c = 4$ 。

图 13.7-15 中的每条曲线代表不同设计参数的多联产系统，其设计工况下均具有同样的电负荷，图例中标识了其整体设计空速 V_1 和设计工况下的分流比 X_{m0} 的数值。由图可见，整体设计空速越低，设计工况分流比 X_{m0} 越小，电负荷调节范围越大。不难看出，变换并联系统的电负荷调节范围均远远大于相应的不变换并联系统和串联系统的负荷调节范围，亦即变换并联系统负荷调节能力是最强的。

(4) 关于多联产变负荷特性的小结。以甲醇/电多联产系统变工况数学模型为工具,对4种基本配置方案进行研究发现:

1) 不同的系统配置方案之间,电负荷调节能力差异较大。而研究的4种系统调节能力由强到弱依次为变换并联系统、变换串联系统、不变换并联系统和不变换串联系统。

2) 一般而言,不变换多联产系统的电负荷调节范围较变换多联产系统要小很多。其原因在于,不变换时,合成气的成分没有达到进行甲醇生产的最佳 CO/H_2 比,增大循环比来增加化工合成系统出力的效果很小。

3) 串联系统必须依靠甲醇反应器的循环回路实现电负荷的调节,但由于单纯依靠循环比不能实现大范围的调节,因此串联系统不适宜大范围变工况运行,应当用于承担基本负荷。

4 CO_2 的回收

4.1 CO_2 分离回收方法的选择

目前分离 CO_2 的方法主要有化学溶剂吸收法、物理溶剂吸收法、吸附分离、膜分离和低温分离等五种,其中以化学溶剂法和物理溶剂法应用得最为广泛。

CO_2 分离方法的选择,首先必须考虑原料气中的 CO_2 分压以及净化气中要求达到的 CO_2 分压水平,朱世勇等给出了 CO_2 分离方法的选择与原料气、净化气中 CO_2 分压之间的定量关系,如图13.7-16所示。该图表明,一般处理低 CO_2 分压(0.01~0.1MPa)的气体优先考虑用一乙醇胺(MEA)或环丁砜法;高于上述值的 CO_2 分压(0.1~1MPa)时选用改良热钾碱法或改良甲基二乙醇胺法(MDEA);超出上述 CO_2 分压选用Selexol、NHD、低温甲醇洗或碳酸丙烯酯等物理溶剂法较有利。

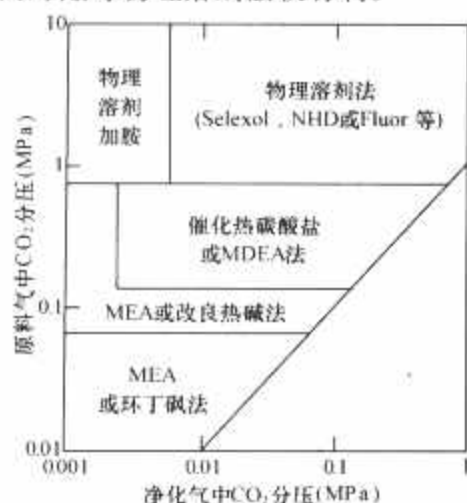


图 13.7-16 CO_2 分离方法的选择
同原料气、净化气中 CO_2 分压的关系

4.2 目前电厂回收 CO_2 的途径

4.2.1 燃烧后回收

燃烧后回收(也称烟气回收)途径的主要思路见图13.7-17。目前,该 CO_2 回收途径的首选分离方法是化学溶剂吸收法,由于 CO_2 浓度较低,通常使用MEA溶液作为吸收剂,其过程类似于燃煤电厂的烟气脱硫。这种回收方法技术可行,但经济性较差,系统效率下降较大。

4.2.2 富氧燃烧

富氧燃烧(或称 O_2/CO_2 循环燃烧)是指用氧气/ CO_2 混合物取代空气,作为化石燃料燃烧的氧化剂,见图13.7-18。燃烧后烟气中含有高浓度的 CO_2 。采用氧气/ CO_2 混合

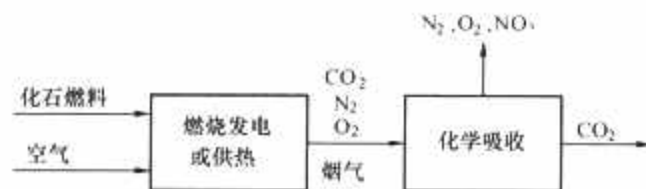


图 13.7-17 燃烧后回收 CO_2

物(循环烟气部分),而不是纯氧的原因是为了控制火焰温度。

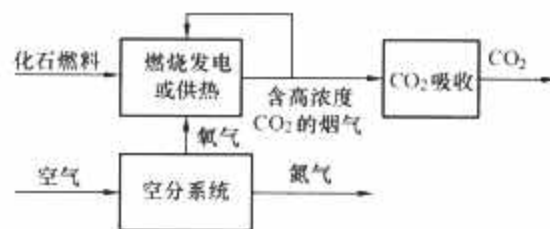


图 13.7-18 富氧燃烧回收 CO_2

富氧燃烧的优势在于,烟气中含有高浓度的 CO_2 (浓度一般大于90%),简化了后续的分选纯化过程。由于燃烧环境中氮气量很少, NO_x 的排放量会大大降低。缺点在于需要昂贵耗能的空分厂,另外回收的 CO_2 压力较低。目前富氧燃烧仍在实验研究和验证阶段,实际应用还需要解决较多的问题。

4.2.3 间接燃烧方式

间接燃烧(或称化学循环燃烧)方式中,燃料不直接与空气接触,一般以金属氧化物为载氧体,见图13.7-19,在一定的温度下,载氧体在空气中进行氧化反应,结合氧;然后与燃料气进行还原反应,释放氧。这种燃烧反应产物中只有 CO_2 和水蒸气,水蒸气凝结后可以得到高纯 CO_2 。

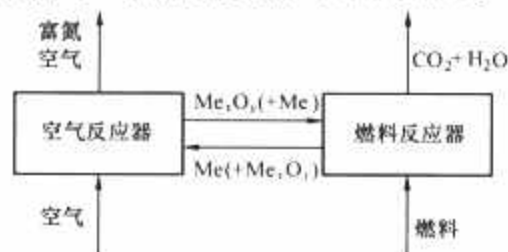


图 13.7-19 间接燃烧原理

这种 CO_2 回收方式需要设计新型的燃料反应器和空气反应器,目前仍处于原理和系统研究阶段,离开发出成熟的产品应用于实际能源、化工等系统还有一定的距离。

4.2.4 燃烧前回收

燃烧前回收途径的思路见图13.7-20。首先化石燃料(煤/天然气/石油等)经过气化或重整(蒸汽重整、自热重整、部分氧化等)转化成主要成分是 CO 和氢气的合成气。然后利用水煤气变换反应大大提高 CO_2 的浓度, CO_2 分离后得到的富氢燃气燃烧发电。目前美国Great Plains合成燃料厂正是通过这种途径为加拿大Weyburn油田强化石油开采/ CO_2 埋存项目提供 CO_2 。我国也有9个合成氨项目应用这种途径回收 CO_2 ,之后和氨反应制造尿素。

4.3 多联产中 CO_2 的回收

多联产系统中,为了适应化工合成对合成气碳氢比的要求,在合成气处理环节中已经有水煤气变换和脱碳装置,因此也属燃烧前回收。由于变换装置和脱碳装置为工艺过程必需的环节,因此多联产系统减排二氧化碳具有天然的优势。

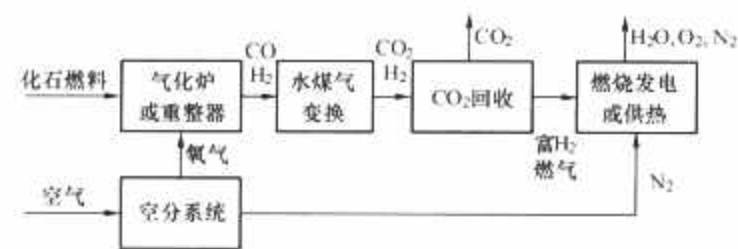


图 13.7-20 燃烧前回收 CO₂

5 经济性与环保评估

5.1 经济评价方法

5.1.1 系统投资估算

甲醇、电的多联产或单产的整体系统在估算固定投资时，按单独设备，如气化、Selexol 脱硫装置、甲醇合成、甲醇精馏、联合循环等，分别估算各自的固定投资再进行累加。初步估算的投资数据，都是以过去某一时刻的数据为依据，而且装置的生产能力也有差别。因此，采用费用指数和幂系数法来进行修正。下列公式中，费用指数采用的是化工厂费用指数（CE Plant Cost Index，由 Chemical Engineering 杂志定期公布），幂指数 n 与装置有关，在 0.3~0.7 间不等。装置投资的计算式为

装置投资=投资数据× $\left(\frac{\text{现在指数值}}{\text{原先指数值}}\right) \times \left(\frac{\text{装置生产能力}}{\text{原先设备生产能力}}\right)^n$

表 13.7-2 为所采用设备的投资数据。

表 13.7-2 设备投资数据				
设 备	投资百万美元	年 份	主 要 参 数	n
煤处理、进料部分（激冷）	47.3	1998	原煤给煤，3902t/d	0.70
气化部分 Texaco（激冷）	111.8	1998	干煤给煤，3415t/d	0.70
煤处理、进料部分（废锅）	211.1	1998	干燥无灰给煤量，2271t/d	0.70
气化部分 Texaco（废锅）	25.09	1998	干燥无灰给煤量，2271t/d	0.70
空分装置	59.14	1999	纯氧量，49.6kg/s	0.50
水煤气转化和 CO ₂ 水解	4.61	2002	进口气体流量，5.813kmol/s	0.645
H ₂ S 脱除（Selexol）	33.37	2001	元素硫脱除，0.938kg/s	0.67
CO ₂ 脱除（Selexol）	32.37	2001	CO ₂ 吸收量，90.833kg/s	0.67
硫回收（Claus，SCOT）	22.68	2001	元素硫脱除，0.938kg/s	0.67
液相法燃料甲醇精馏	2.67	1999	燃料甲醇产量，25.49kg/s	0.291
气相法甲醇合成	25.55	1998	燃料甲醇产量，5.25kg/s	0.65
气相法燃料甲醇精馏	3.36	1998	燃料甲醇产量，5.25kg/s	0.291
合成气膨胀机	3.10	2002	功率，10MW	0.67
氮气回注压缩机	21.45	1996	耗功，43.16MW	0.70
联合循环	—	2002	2.488MW（装机容量）	0.6848

表 13.7-3 经济性参数假设		
序 号	科 目	内 容
1	建设时间	项目拟 3 年建成，第 4 年投产，当年生产负荷达设计能力的 80%，第 4 年 100%，生产期 20 年，计算期为 23 年
2	资金来源	贷款 70%（实际利率 6.12%），30%自筹，铺底流动资金为 30%
3	计算设定	维修费率：固定资产的 2.5% 其他费率：固定资产的 1.5% 工资及福利：工厂定员 500 人，平均工资 80000 元/（人·年） 管理费：40000 元/（人·年） 销售费用：甲醇和电的销售收入的 1% 无形资产：10 年摊销 资产折旧：直线折旧，固定资产残值 3%；递延资产 5 年摊销 各项税率：产品增值税 17%，城建税 7%，教育费附加 3%，所得税 33% 公积公益金：盈余公积金税后 10%，公益金 5% 贷款偿还：按最大能力考虑，偿还资金来自税后利润、折旧、摊销费

以上均为美国数据，而多联产包含的大部分设备，除了燃气轮机外，都可以在国内进行生产。针对多联产系统实现国产化后的情景，可采取 65% 的国产化因子，即认为设备国产化后投资降为原来的 65%。文献中此因子一般在 0.6~0.75 之间。

整体系统的投资费用除了子系统累加的投资费用之外，还应该包括它们之间连接的土地、管道设备等费用和不可预见费用，取这部分附加投资费用为子系统总投资费用的 15%。此外假设项目建设期为 3 年，贷款利息取固定投资费用（包括附加投资费用）的 10%。

5.1.2 甲醇成本估算

在进行经济分析时，燃料甲醇的成本是最需关注的问题。由于多联产系统有甲醇和电两种产品，因此甲醇成本的估算公式为

甲醇成本= $\frac{\text{投资费用} \times \text{CRF} + \text{年操作费用} - \text{发电年销售收入}}{\text{甲醇年产量}}$

其中 CRF 为年平均投资费用率，计算公式为

$$\text{CRF} = \frac{i}{1 - (1 + i)^{-n}}$$

其中 i 为贴现率， n 为系统的使用寿命。年操作费用主要包括每年的燃料费用（煤价取 420 元/t）和运行管理费用，运行维护费用和其他费用取总投资的 4%。以上计算中的负荷因子（年利用率）一律取 85%。

5.1.3 案例研究

以 300MW 发电和 150 万 t 甲醇生产作为多联产系统的设计基准，经济性参数假设见表 13.7-3。

(1) 甲醇价格的敏感性分析。在假定上网电价为 0.38 元/kWh，进行甲醇价格对内部收益率的敏感性分析，甲醇价格每升高 100 元，内部收益率可提高 1.5 个百分点以上。

(2) 甲醇规模对系统经济性的影响。经分析，大甲醇小电力方案对甲醇价格波动较为敏感，当甲醇价格高于 1450 元/t 时，其经济性较好。

5.2 环境分析

由于合成气在使用前经过严格净化，而且用于化工合成的合成气含硫量甚至要减少到 0.5×10^{-6} 以下，因此多联产系统燃烧尾气的排放是非常清洁的，粉尘、二氧化硫和氮氧化物的排放均接近甚至超过使用天然气的排放水平。一般来说，二氧化硫排放低于 30×10^{-6} ； NO_x 排放控制在 10×10^{-6} 以下，取决于所用的燃气轮机技术； PM_{10} 排放也可以控制在 $10\text{mg}/\text{m}^3$ （标况下）以下。

此外，如前所述，多联产系统在捕获二氧化碳方面亦有优势，在和二氧化碳埋存相结合时，可以实现二氧化碳的减

排。在设定甲醇产品分担的 CO_2 与油品相当条件下（ $10\text{g}/\text{MJ}$ ），与超临界直燃发电相比，不同配置方案的多联产系统二氧化碳的减排效果如图 13.7-21 所示。该图说明，多联产通过不同的配置方案，可以满足未来不同时间段对二氧化碳减排的要求。

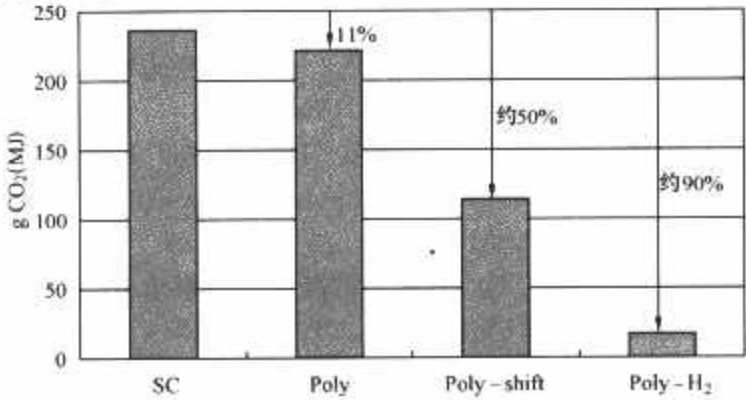


图 13.7-21 多联产系统二氧化碳减排潜力
SC—超临界直燃发电；Poly—合成气一次通过不变换多联产；Poly-shift—合成气一次通过变换多联产；Poly-H₂—电力和氢气多联产

参 考 文 献

- [1] 焦树建. 燃气—蒸汽联合循环. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [2] 焦树建. 燃气轮机燃烧室 (修订本). 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [3] 焦树建. 整体煤气化燃气—蒸汽联合循环 (IGCC). 北京: 中国电力出版社, 1996.
- [4] Beebe K W, Li Jian-ye. Design and Development Test of a Gas Turbine Combustor for Air Lurgi Coal Gas Fuel. ASME Paper, 85-IGT-128.
- [5] 杨 中, 何红飞. 上海宝钢高炉煤气联合循环发电机组简介. 燃气轮机技术, 2001, 14 (3): 33-38.
- [6] 刘文和, 杨若仪. 低热值煤气燃气轮机联合循环发电在钢铁厂的应用. 燃气轮机技术, 2004, 17 (1): 16-25.
- [7] 娄马宝. 低热值气体燃料 (包括高炉煤气) 的应用. 燃气轮机技术, 2000, 13 (3): 16-18.
- [8] 尹建威, 孙国龙. 高炉煤气燃烧发电的现状和发展. 燃气轮机技术, 2002, 15 (1): 27-29.
- [9] 焦树建. 论设计 IGCC 电站时燃气轮机的选取原则. 燃气轮机发电技术, 2000, 6 (2): 15-19.
- [10] 倪维斗, 李政, 薛元. 以煤气化为核心的多联产能源系统——资源/能源/环境整体优化与可持续发展. 中国工程科学, 2000, 2 (8): 59-68.
- [11] 倪维斗, 郑洪弢, 李政, 江宁. 多联产系统: 综合解决我国能源领域五大问题的重要途径. 动力工程, 2003, 23 (2): 2245-2251.
- [12] Collodi Guido, Jones R M. The Sarlux IGCC Project An Outline of The Construction and Commissioning Activities // 1999 Gasification Technologies Conference. San Francisco, 1999.
- [13] Collodi Guido. Operation of Isab Energy And Sarlux IGCC Projects // 2000 Gasification Technologies Conference, San Francisco, 8-2000.
- [14] 焦树建. 论 IGCC 技术在石化企业中的应用. 燃气轮机技术, 1999, 12 (4): 8-15.
- [15] Brown, W R, Frenduto F S. Fuel and Power Coproduction-The Integrated Gasification/Liquid Phase Methanol (LPMEOH™) Demonstration Project // First Annual Clean Coal Technology Conference. Cleveland, 1992.
- [16] Drown D P et al. Fuel and Power Coproduction-The Integrated Gasification/Liquid Phase Methanol (LPMEOH™) Project at Kingsport // Fifth Annual Clean Coal Technology Conference. Tampa, 1997.
- [17] U. S. Department of Energy. Clean Coal Technology Evaluation Guide-Final Report, 1999.
- [18] U. S. Department of Energy. Clean Coal Technology Demonstration Program; Program Update 2001.
- [19] 刘培, 高健, 李政. 甲醇—电多联产系统变工况特性研究. 动力工程, 2006, 26 (4): 587-591.
- [20] 朱世勇. 环境与工业气体净化技术. 北京: 化学工业出版社, 2001.

第 14 篇 内 燃 机 电 站

主编单位：兰州电源车辆研究所有限公司

主 编：杨俊智 朱晓明

编写人员：杨俊智（兰州电源车辆研究所有限公司）

朱晓明（兰州电源车辆研究所有限公司）

张洪战（兰州电源车辆研究所有限公司）

薛 晨（兰州电源车辆研究所有限公司）

肖 勇（兰州电源车辆研究所有限公司）

孙晓静（兰州电源车辆研究所有限公司）

谭景文（兰州电源车辆研究所有限公司）

张 芳（兰州电源车辆研究所有限公司）

张红忠（兰州电源车辆研究所有限公司）

马 彬（兰州电源车辆研究所有限公司）

杨永清（兰州电源车辆研究所有限公司）

第1章 概述

1 内燃机电站的种类及特点

内燃发电机组是由内燃机、发电机、控制装置和辅助设备集合组成的独立供电电源，而内燃机电站是一台或数台固定式内燃发电机组和移动电站的统称。

内燃机电站的产品种类通常按以下方式进行划分：

(1) 按输出的电流种类分类，有工频（50Hz 或 60Hz）、中频（400Hz）、直流、双频（50/400Hz）和交直流电站。

(2) 按原动机分类，有往复式内燃机、三角（旋转）活塞和涡喷发动机电站。

(3) 按燃料种类分类，有柴油、汽油、气体燃料（天然气、石油液化气、煤气、沼气、稻壳发酵产生的气体等）、重油和多种燃料电站。

(4) 按运载装置分类，有汽车、挂车、方舱（集装箱）电站。

(5) 按使用特点及环境适应性分类，有陆用、船用、航空、移动式、固定式、高原型、长期使用和应急备用电站。

(6) 按特殊功能分类，有自动化、低噪声、自发电、电焊、防爆型电站等。

内燃机电站的特点是体积小、质量轻，便于移动，机动性好，可应急供电，输出电流种类多，运行费用省，使用维护简单，易于实现自动化，功率范围宽等。

由于内燃机电站占地少、建设快，目前主要用于特殊需要（孤立电源）和应急备用电源，因此功率都不大。本篇所讲内容的适用范围主要是 3000kW 以下的内燃机电站。

2 我国内燃机电站的发展历程

我国内燃机电站的发展大体上经历了以下几个阶段：

20 世纪 50 年代，我国尚缺乏独立研制能力，基本上是来自苏联的引进技术产品。

60 年代，开始自行设计研制国产内燃机电站，如 30kW 中频电站，40、50、75kW 工频挂车电站和 2、4kW 汽油发电机组等。这些电站的励磁方式主要是直流他励、相复励和晶闸管直接励磁三种。1968 年，三次谐波励磁新技术在电站上首次得到应用。

70 年代，采用双脉冲液压调速器、机电复合调速器和电子调速器，改善了电站的调频、调压性能指标；远程遥控技术和机温过高、油压过低、超速报警等故障保护技术和无刷励磁技术得到应用；双频汽油发电机组研制成功。

80 年代，无刷励磁发电机已成为主流，微机自动控制柴油发电机组研制成功，但电站的总体技术含量低，性能指标和可靠性相对较低。

90 年代，我国电力工业有了很大发展，以弥补电力不足为主的普通机组的市场有所减小，国外企业的各种产品大量涌入我国。企业开始重新调整产品结构，一些企业逐步退出内燃发电机组市场。从 90 年代末开始，内燃机电站行业进入了稳步发展期。

3 国内外技术现状及趋势

内燃机电站行业是涉及多个专业并以成套应用技术为主的行业。目前，与我国内燃机电站产品形成竞争的国家主要是日本、英国、美国、德国、新加坡、比利时、法国、意大利、荷兰、芬兰等。其中美国、英国的实力最强，日本在小功率汽油机电站方面优势明显，美国、荷兰、芬兰、德国的优势主要在 1600kW 以上的大功率产品上，其他国家也各有特色。

(1) 内燃机。从整体上看，我国发电用内燃机技术与国外相比仍有一定差距，特别是小型（10kW 以下）及大型（1600kW 以上）柴油机，差距主要表现在比功率、经济性、环保性和可靠性等方面。当前，体现内燃机先进性的技术主要是电控燃油喷射技术、高原恢复增压技术及电控配气系统。

(2) 发电机。我国发电机的技术水平与国外差距已不太大，而具有自主知识产权和品牌的产品的竞争力却很有限。影响发电机性能和可靠性的技术主要有以下几个方面：

1) 结构。如整体式凸极结构、钢板焊接机座、高导磁性硅钢片。

2) 绝缘。如耐高压、温度指数高、无公害绝缘材料，提高绝缘等级，可减小发电机质量和体积。

3) 电磁设计。如 60° 相带双层绕组、2/3 极距、引出线可重接等方面的设计。

4) 励磁方式。如旋转励磁、自动调压（AVR）。

(3) 控制技术。

1) 我国内燃机电站的控制技术大体上经历了以下几个发展阶段：以时间继电器和中间继电器为主→用分离电子元器件组成延时电路和逻辑判断电路→PLC（可编程控制器）→模块化控制系统。模块化控制系统功能强大，结构简单，可靠性高，环境适应性强，具有广阔的发展前景，目前市场上国内外的主流产品有几十种之多。

2) 电子调速技术。电子调速技术已广泛应用于各种内燃机电站产品上。使用电子调速器，可以有效地提升电站的自动化要求和水平，改善电气性能指标。

(4) 降噪技术。降噪技术的关键是在降低噪声的同时，解决电站的通风散热和功率损失等问题。

4 标准化工作

标准已从主要指导产品设计、生产、验收和使用方面上升到规范市场、促进贸易、构筑合理的技术壁垒，以增强产品国际竞争力的高度。

在我国内燃机电站行业的发展历程中，标准化工作起到了重要的推动作用。我国制定了 50 多项不同类别的内燃机电站国家标准、国家军用标准和行业标准。由于这些标准在实用性、完整性、先进性等方面不断得到补充、完善和提高，对我国内燃机电站行业的发展起到了重要作用。因此，要设计制造出高性能、高质量的产品，要选用到合适的产品并正确使用，了解标准、学习标准、使用标准是一条有效的途径。

第 2 章 内燃机电站特征的确定

电站设计是将用户的使用要求逐步转化成产品特征和过程特征。这里主要介绍产品特征的确定过程和方法。

电站设计的主要过程包括：明确产品设计开发目标；明确产品的使用要求；设计技术指标的确定及测量要求；方案设计和工程设计；关键特征（件）和重要特征（件）。

1 设计开发目标

为产品的设计开发方向进行定位，使产品的设计开发具有市场价值，能够满足特定市场和用户的要求。

2 使用要求的确定

对于内燃机电站，可以从以下几个方面来识别用户的具体使用要求。对有些用户，难以系统全面地提供这些要求时，制造商应协助或指导用户来明确使用状态和要求。

(1) 运行方式。根据现场运行状态，确定电站的运行方式，是持续运行或限时运行。

(2) 使用场所。确定电站是陆用或船用，包括陆地固定式、可移动式 and 可运载式，或船舶甲板和近海安装使用。

(3) 单机运行和并联运行。

(4) 启动和控制方式。如手动操作、半自动操作、自动操作。

(5) 启动时间。规定启动时间与不规定启动时间。

(6) 性能等级。根据用电设备对用电品质的要求，确定电站的供电性能等级。

1) 性能 G1 级。一般用途，如照明和简单的电气负载。

2) 性能 G2 级。与公用电力系统有相同要求的负载，如照明系统、泵、风机和卷扬机等。

3) 性能 G3 级。对频率、电压和波形有严格要求的连接设备，如无线电通信和晶闸管整流器控制的负载。

4) 性能 G4 级。对频率、电压和波形有特别严格要求的负载，如数据处理设备或计算机系统。

(7) 配套使用要求。如环境保护、移动方式、配电网络等，这些方面的使用要求有很强的个性化，也是提升电站使用特点的主要方面，设计者应认真加以识别。

1) 固定式电站，如房间内永久固定。

2) 方舱式、挂车式、汽车式电站，挂车式与汽车式又可以有可卸式电站舱等。

3) 防雨淋、防风沙型电站，在暴雨和风沙环境中可正常工作。

4) 有齐全配套的供电网络，如使用方便的电缆盘，输出电功率箱等，还应考虑可靠和方便的装卸和固定措施。

5) 环境保护措施。如配置低噪声车厢和专门的消声器；提供专门的减振措施；使用现场的环境排放要求；电磁干扰的要求等。

(8) 使用现场条件。

1) 环境温度上下限值。

2) 大气压力值（海拔）和湿度。

3) 沙尘和光辐射。

4) 海洋环境。

5) 冲击和强迫振动。

6) 化学污染和各种辐射。

如果现场条件未知，或具体的现场条件无法确定，可以按有关标准确定的环境条件，或按下列规定现场条件：绝对大气压，89.9kPa(或海拔 1000m)；环境温度，313K(40℃)；相对湿度，60%。

(9) 制造商或试验部门的环境条件。在电站的研制生产过程中，很多试验验证项目都是在制造商或试验部门的试验条件下进行的。应针对具体的试验内容，了解试验地点的环境条件，将现场条件转化到试验条件。

3 设计输入的确定

应把用户的使用要求转化为可以进行技术设计的设计输入要求，转化的基本要求是：设计输入应该是可以测量的，转化应该能够真实准确地反映使用要求各方面的特征。

推荐的设计输入指标内容见表 14.2-1，该表从不同的方面体现了内燃机电站的使用特征。各项设计输入内容指标的确定，需要根据具体的使用对象的使用状态和要求，由用户或制造商说明，或由用户和制造商协商说明。

表 14.2-1 推荐的设计输入指标内容

序号	项目	条 款	引用标准及章条号	用户	制造商
1	基本数据	要求的功率		×	
		功率因数		×	
		额定频率		×	
		系统接地类型	IEC 60364-4-41	×	
		电负载的连接方式	GB/T 2820.5 第 9.1 条	×	
		要求的稳态频率和电压特性	GB/T 2820.5 第 5.1, 7.1 条	×	×
		要求的瞬态频率和电压特性	GB/T 2820.5 第 5.3, 7.3 条	×	×
		可用燃油类型	GB/T 2820.2 第 12 条	×	
		启动	GB/T 2820.5 第 15.1 条 GB/T 2820.7 第 3.11 条	×	×
		冷却和房间通风	CB/T 2820.5 第 15.6 条	×	×

续表

序号	项目	条 款	引用标准及章条号	用户	制造商
2	发动机	转速	GB/T 2820.2 第 6.2 条	×	×
		燃油条件	GB/T 2820.2 第 12 条	×	×
		调速器类型和性能	GB/T 2820.2 第 6.6 条		×
		发动机冷却方式	GB/T 2820.2 第 12 章	×	×
		要求在不加油的情况下的工作时间	GB/T 2820.5 第 15.3 条	×	
		要求的发动机的检测仪表	GB/T 2820.4 第 7.4 条	×	×
		要求的保护系统	GB/T 2820.4 第 7.3 条	×	×
		燃油消耗	GB/T 2820.1 第 14.5 条		×
		启动系统及能力	GB/T 2820.2 第 11 章 GB/T 2820.7 第 C.1.10 条	×	×
		热平衡	GB/T 2820.2 第 9 章		×
		空气消耗			×
3	发电机	励磁及电压调节的类型和性质	GB/T 2820.1 第 14.7.2 条 GB/T 2820.3 第 8、12 章	×	×
		要求的机械防护	GB/T 4942.1	×	×
		要求的电气防护	GB/T 2820.4 第 7.2 条	×	×
		发电机的冷却方式	GB/T 1993	×	×
		热平衡	GB/T 5321		×
		不对称负载（不平衡负载电流）	GB/T 2820.3 第 10.1 条	×	
		结构及安装	GB/T 997		×
		无线电干扰抑制级别	GB/T 2820.3 第 10.5 条	×	×
4	运行方式	连续运行	GB/T 2820.1 第 6.1 条	×	
		限时运行（应急及备用发电机组）		×	
		每年预期运行时数		×	
5	标定功率类别	持续功率	GB/T 2820.1 第 13.3 条		×
		基本功率			×
		限时运行功率			×
6	使用场所	陆用	GB/T 2820.1 第 6.2.1 条	×	
		船用	GB/T 2820.1 第 6.2.2、11.5 条	×	
7	性能类别	G1、G2、G3、G4 级	GB/T 2820.1 第 7 章	×	
8	单机运行 和并联运行	与其他发电机组或内燃机电站并联运行	GB/T 2820.1 第 6.3 条	×	
		与电网并联运行		×	
		整步的类型与实施		×	×
9	启动和 控制方式	手动	GB/T 2820.1 第 6.4 条 GB/T 2820.4 第 6 章	×	
		自动		×	
		半自动		×	
		内燃机电站制造商推荐的附加控制装置			×
10	启动时间	不规定启动时间	GB/T 2820.1 第 6.5 条	×	
		长时间断电		×	
		短时间断电		×	
		不断电		×	
11	安装特点	安装形式： 固定式， 可运载式， 移动式	GB/T 2820.1 第 8.1 条	×	

续表

序号	项目	条 款	引用标准及章条号	用户	制造商
11	安装特点	安装形式： 底架式， 罩壳式， 挂车式	GB/T 2820.1 第 8.2 条	×	
		装配形式	GB/T 2820.1 第 8.3 条	×	×
		天气影响： 室内， 室外， 露天	GB/T 2820.1 第 8.5 条	×	×
12	使用地点 环境条件	环境温度	GB/T 2820.1 第 11 章	×	
		海拔		×	
		湿度		×	
		沙尘		×	
		船用		×	
		冲击和振动		×	
		化学污染		×	
		辐射类型		×	
		冷却水/液			
13	排放	噪声限值	GB/T 2820.1 第 9 章	×	
		废气排放限值		×	
		振动		×	×
		国家法律、法规		×	
14	试验方法	标准	GB/T 2820.6 第 4 章	×	×
		特殊要求		×	
15	维修间隔	日常维修（如更换机油）	GB/T 2820.1 第 13.3 条	×	×
		机械维修（如过滤器）			×
		电气维修（如控制装置）			×
		全面检查主要件的维修寿命			×
16	辅助装置	辅助装置的功率消耗（如风扇和压缩机）			×
		预热			×
		预润滑			×
		辅助装置和启动蓄电池			×
17	控制装置 和开关 装置	额定电流容量	GB/T 2820.4 第 4.5 条	×	×
		中性点接地或绝缘方案	GB/T 2820.4 第 7.2.7 条 或 GB/T 2819.4 第 13.1 条	×	
		故障电流定额	GB/T 2820.4 第 5.2 条	×	×
		保护装置的性质	GB/T 2820.4 第 7.2 条	×	×
		名义工作电压和控制线路电压	GB/T 2820.4 第 4.6 条	×	×
		要求的电气仪表	GB/T 2820.4 第 7.1 条	×	×
18	影响电站 性能的因素	影响功率	GB/T 2820.5 第 9.1 条 GB/T 2820.1 第 14.2 条	×	
		影响频率和电压	GB/T 2820.5 第 9.2 条 GB/T 2820.1 第 14.2 条	×	
19	其他规定 和要求		GB/T 2820.7 第 3 章	×	

注 1. 表中“×”表示由谁来主要说明该项内容指标或要求。

2. 表中各标准如下：

IEC 60364-4-41《建筑物电气装置 第 4-41 部分：电击安全防护》；

GB/T 2820.1—1997 (eqv ISO 8528-1: 1993)《往复式内燃机驱动的交流发电机组	第 1 部分：用途、定额和性能》；
GB/T 2820.2—1997 (eqv ISO 8528-2: 1993)《往复式内燃机驱动的交流发电机组	第 2 部分：发动机》；
GB/T 2820.3—1997 (eqv ISO 8528-3: 1993)《往复式内燃机驱动的交流发电机组	第 3 部分：发电机组用交流发电机》；
GB/T 2820.4—1997 (eqv ISO 8528-4: 1993)《往复式内燃机驱动的交流发电机组	第 4 部分：控制装置和开关装置》；
GB/T 2820.5—1997 (eqv ISO 8528-5: 1993)《往复式内燃机驱动的交流发电机组	第 5 部分：发电机组》；
GB/T 2820.6—1997 (eqv ISO 8528-6: 1993)《往复式内燃机驱动的交流发电机组	第 6 部分：试验方法》；
GB/T 2820.7—2002 (eqv ISO 8528-7: 1994)《往复式内燃机驱动的交流发电机组	第 7 部分：用于技术条件和设计的技术说明》；
GB/T 2820.8—2002 (eqv ISO 8528-8: 1995)《往复式内燃机驱动的交流发电机组	第 8 部分：对小功率发电机组的要求和试验》；
GB/T 1993—1993《旋转电机冷却方法》；	
GB/T 5321—2005《量热法测定电机的损耗和效率》；	
GB/T 997—2003《旋转电机结构及安装形式 (IM 代号)》；	
GB/T 4942.1—2006《旋转电机整体结构的防护等级 (IP 代码) 分级》；	
GB/T 2819—1995《移动电站通用技术条件》。	

4 设计输入指标的测量要求

4.1 一般要求

(1) 所有设计输入内容和指标,都应该能通过适当的方法进行测量。

(2) 在考虑设计输入指标的可测量性时,应该考虑到制造商进行试验验证时的条件,包括设备条件和环境条件。必要时,应该将设计输入指标转化为制造商的试验条件下的指标。

4.2 ISO 标准功能试验

对制造完成的整机产品,在制造商的测量条件下进行出厂试验,包括以下方面:

(1) 一般检查。

- 1) 供货项目和测量项目的完整性。
- 2) 校准情况。
- 3) 提供的辅助设备的功能控制。
- 4) 管子连接和部件的紧固性。
- 5) 防护系统。
- 6) 操作和监测功能。

(2) 测量状态。测量在“热态”下进行,电站预热温度已达到稳定状态。应记录下列项目:

- 1) 环境温度、相对湿度和大气压力。
- 2) 额定输出时的电压、电流和频率。
- 3) 加载和卸载时的电压、电流和频率。
- 4) 监测和控制设备的特征功能。

(3) 测量设备的最低准确度。推荐下列最低准确度:电流,1.5%;电压,1.5%;有功功率,1.5%;无功功率,1.5%;功率因数,3%;频率,0.5%。

测量用互感器和传感器应有相应的准确度等级。

(4) 试验报告。应包括下列内容:

- 1) 电站的性能等级。
- 2) 用户和合同编号。
- 3) 制造商。
- 4) 发动机、发电机、控制装置和开关装置编号。
- 5) 额定的(标定的)和测量的技术数据,包括以下方面:功率、电压、频率、电流、功率因数、转数、电路图编号、冷却系统形式。
- 6) 外壳防护。
- 7) 测量现场条件,包括以下方面:海拔、大气压力、环境温度、相对湿度、进气温度、进冷却液温度。
- 8) 燃料种类(规格号)。
- 9) 润滑油种类(规格号)。

4.3 验收试验

验收试验是依据产品设计输入内容和要求或与用户的合同要求,对研制完成的整机产品进行全面的测量。

试验时,可以在制造商的试验条件下进行,也可以与用户协商,在其他试验场地进行。如果有法规要求,可以对整机产品测量内容或部分测量内容在指定的试验场所进行测量,部件的测量结果不能代替整机的测量结果。

(1) 试验的范围。

- 1) 供货项目和试验项目的完整性。
- 2) 校准情况。
- 3) 辅助设备的运行功能。

- 4) 管子连接和部件的紧固性。
- 5) 防意外接触的措施(机械的和电气的)。
- 6) 操作和监测功能。
- 7) 振动情况。
- 8) 异常的运行噪声。
- 9) 主要部件的温度。
- 10) 开关功能。
- 11) 控制功能。
- 12) 监测功能。
- 13) 对并联运行的适用性。
- 14) 启动性能。

15) 稳态运行条件下测量下列内容:电压、电流、频率、电压整定范围、频率整定范围、有功功率因数、稳态频率带、电压整定变化速率、频率整定变化速率、润滑油压、排气温度、噪声、废气排放、燃油消耗率、电压波形的谐波含量、电压波形的幅值调制。

16) 按规定的功率因数,对电站加载和卸载,测量瞬态性能。包括以下方面:电压、电流、频率、并联运行的功率分配、电气保护装置的有效性。

(2) 测量设备的最低准确度。若测量是在制造商的测量条件下进行,应采用与ISO标准功能测量相同的准确度。若测量不是在制造商条件下进行的,推荐下列最低准确度:电流,2.5%;电压,2.5%;有功功率,2.5%;无功功率,2.5%;功率因数,5%;频率,1%。

(3) 测量状态。

1) 电站在“热态”下,电站预热温度已达到稳定状态。

2) 加负载持续时间取决于电站的定额和用途,一般取0.5~8h之间,通常由制造商规定或建议。

3) 加负载应在空载和25%,50%,75%,100%额定功率的条件下进行。

(4) 验收试验报告。应包括下列内容或数据:

- 1) 电站的性能等级。
- 2) 用户和合同编号。
- 3) 制造商。
- 4) 电站编号。
- 5) 技术数据。包括以下方面:额定功率、额定电压、额定频率、额定电流、额定功率因数、电路图编号。
- 6) 发动机内容或数据。包括以下方面:制造商、类型、编号、汽缸数和构型、冷却形式、制造商标定功率(kW)和相应转速、启动系统的形式(包括低温启动形式)。
- 7) 发电机内容或数据。包括以下方面:制造商、类型、编号、额定输出(kVA)、结构形式、防护形式。
- 8) 控制柜、联轴器、调速器、发动机、消声器(如单独配置时)、电站舱体、电站运载体(如二类汽车底盘)的制造商、类型和编号。
- 9) 其他设备(如果配置的情况下)的制造商、类型和编号。如蓄电池、电缆(盘)、用电功率分配箱、手动或自动加油装置、避雷装置、接地装置等。

5 关于引用标准

根据不同用户的使用要求和行业规定,可以选择相应的标准和规范。目前,从标准的制定理念及标准的系统性、完整性和先进性来看,推荐采用GB/T 2820《往复式内燃机驱动的交流发电机组》系列标准。

6 方案设计

6.1 基本要求

为了满足用户的需求和设计输入的要求,在多种途径中找出一条既能满足用户需求,也能实现制造商的经营目标的最优途径,这就是方案设计的主要目的。因此,方案设计是综合比较各种因素并进行集成优化的过程。

方案设计可以在产品设计的各个层面上进行,在产品总体设计和各分系统设计中都可能需要做方案设计,这里具体说明一下总体方案设计。

6.2 总体方案设计的一般内容

- (1) 能够满足或实现设计输入要求的不同措施。
- (2) 各种实现措施的比较,包括正确性、先进性、适用性、可行性、经济性及各种风险等方面。
- (3) 系统分解结构、功能原理图以及对分系统的有关指标分配。
- (4) 用户需求的和制造商拟采用的重大技术、关键新技术、新材料、新工艺、攻关项目,应按重要的顺序排列出清单。
- (5) 元器件的选用及供应情况。
- (6) 自己已有的或其他竞争对手已采用的继承性技术和新技术的特征及比例。
- (7) 系统试验或测量方案,以及对分系统的试验和测量要求。
- (8) 可生产性分析或工艺性分析。
- (9) 产品所具有的比较突出的竞争品质或因素。
- (10) 产品可靠性、维修性和安全性的评估和预测。
- (11) 研制程序、技术路线和产品实现的流程图。
- (12) 质量计划。

6.3 主要构成和配套

内燃机电站总体设计中,主要考虑的产品构成或配套特征有以下方面:

- (1) 应根据用户需要和设计输入要求,对内燃机、发电机、控制系统、调速器、消声器、联轴器、机组底盘、舱体、运载体、辅助设备等产品的构成或配套提出不同的选型、设计和集成方案。
- (2) 应提供所有设备配套选型或设计的设计计算、试验、分析报告,为选型配套设备的各项参数指标提供依据。
- (3) 提供总体方案布置图和总体方案设计计算和校核分析报告。如质量和质心位置设计计算报告、行驶稳定性(如汽车电站)设计计算报告、功率计算、电站外廓尺寸界限的校核等。
- (4) 对于子系统,应提出设计输入要求、技术措施、技术原理、主要结构特征,及其相应的设计计算和校核分析报告。如电气控制系统、舱体隔声降噪结构(如隔声降噪舱)和舱内通风散热结构、材料和相应的设计计算,发动机消声器的结构形式和消声计算,车辆底盘的改装内容和结构等。

除了功能和性能的要求外,还应提供可靠性和维修性设计分析报告。

6.4 总体布置应考虑的主要因素

简单地说,总体布置就是将构成电站的所有结构单元进行合理的空间布局。空间布局不仅要考虑到各个单元尺寸的

合理分配,更重要的是,能够识别各种影响因素,并综合分析这些因素,在这些相互影响的因素之间进行利弊权衡、系统协调和集成优化。要把各个单元的空间尺寸布局建立在系统协调和集成优化的基础之上,主要考虑的因素有以下方面:

- (1) 外形尺寸的限制条件。
- (2) 质心位置的限制条件。
- (3) 维护、维修性要求。
- (4) 正确使用及方便、舒适的条件,如操作方式、方位和流程,加油、加水,各种门的位置和开启方向,搬运辅助设备(如上下门梯、蓄电池、电缆、用电分配箱、备胎、各种工具等)。
- (5) 组装和拆卸工艺的合理性,以及各配套单元之间的连接应简单可靠(如电线、电缆的连接和线路,水管、油管、排气管的连接等)。
- (6) 发电机组的通风道或装置的布置、通风方向的限制条件。
- (7) 为了系统协调和优化,对各个配套单元所做的改装要求的限制条件(如发动机散热系统、运载车辆底盘等)。

6.5 可靠性评价和预测

产品在功能和性能上达到了设计要求,还不能表明产品能持续达到功能和性能的要求,还要强调在设计中对可靠性和维修性评估和预测的要求。

根据产品完成主要工作目的的不同,可靠性一般分基本可靠性和任务可靠性两种。基本可靠性主要指在规定条件下,产品无故障,持续工作的能力。任务可靠性主要指在规定的任务和条件下,产品完成特定工作的能力。两种任务要求不同,对可靠性的要求也不同,采取的可靠性设计方法也不同。对大多数产品,可靠性主要以持续工作的能力来衡量。这里重点介绍基本可靠性的要求和应用。还有很多内燃机电站,平时并不投入使用或使用不多,而是在特定的紧急情况下才投入运行,这类电站应按任务可靠性来分析和设计。

(1) 可靠性使用要求的提出。根据用户使用特征和要求,产品完成任务的重要性,使用维护、维修条件等因素提出合理的可靠性要求。

(2) 可靠性指标。应将可靠性使用要求转化为可测量的指标,一般用平均故障间隔时间(MTBF)来衡量,具体参数根据特定产品用户的使用要求确定。如果电站是作为某个“大系统”的配套单元,则可由“大系统”的可靠性分配提出。在没有明确可靠性要求时,也可以参照有关标准提出。GB/T 2819—1995中规定,MTBF值不短于250h(原动机为汽油机)或500h(原动机为柴油机);GJB 235A—1997《军用交流移动电站通用规范》中规定,MTBF值不短于250、300、500h(原动机为汽油机)或500、800、1000h(原动机为柴油机)。

(3) 可靠性预计和可靠性分配。可靠性预计和可靠性分配是两种“互逆”的设计方法。可靠性预计从电站最基本单元的可靠性(指标)出发,推测电站整机的可靠性;而可靠性分配则相反,从电站整机可靠性(指标)要求出发,自上而下将可靠性指标分配到最基本单元。两种方法互为补充,按产品可靠性要求进行可靠性分配,将可靠性指标分配到各基本单元中去,成为设计或选型各基本单元的可靠性指标依据,产品完成设计后,根据各个基本单元可靠性的设计或选型结果,再进行可靠性预计的设计校核,这两个过程可能需

要反复,从而使可靠性分配达到优化。要根据电站各基本单元对电站正常工作的影响程度、故障类型、维修类型、成本等因素对可靠性分配进行优化。应该通过故障分析,找到影响电站可靠性的关键环节,并采取有效的设计方法,来提高电站的可靠性。

(4) 故障分析。故障分析是可靠性设计的重要工具之一,通过故障分析,有助于进行可靠性分析,建立可靠性框图。

故障分析主要是为制定产品的维修方案,和产品在设计中达到可维修性要求的一种方法,因此,故障分析是可靠性设计工作中不可缺少的一个环节。

(5) 可靠性框图。可靠性框图和相应的可靠性数学模型,是为了对产品进行可靠性分析和预计。

产品的可靠性框图与产品的结构组成框图不同,它是从产品的可靠性角度出发,表示产品各单元间的可靠性关系。因此,从保障使用和合理确定可靠性目的出发,可靠性框图规定确保的功能和性能及其失效判据,与这些功能和性能无关的产品特征则被排除在外。

可靠性框图的分解层次(或细化程度),应该以产品设计的最小单元为原则。在电站设计中,发电机并不由电站设计部门来设计,而是整机选型,因此发电机就成为电站设计中最小单元之一;而控制系统(如果是电站制造商自己设计生产)就应该进一步分解细化到元器件和单元控制模块。

基本可靠性框图是一个串联框图,其中任何一个单元失效,产品就失效。

(6) 可靠性数学模型。有了可靠性框图,就可以建立可靠性数学模型,即

$$\lambda = \sum \lambda_i (i = 1 \sim n)$$

式中: λ 为系统失效率; λ_i 为第*i*单元失效率;*n*为系统单元个数。

平均故障间隔时间是失效率的倒数。

(7) 电站可靠性设计应注意的几个因素。

1) 应突出关键功能和性能的可靠性要求。建立可靠性框图,一般主要的单元有发动机、发电机、控制柜、连接线路(包括连接端子)、电源输出板等;如果有运载体和舱体,是否要将运载体和舱体作为可靠性单元或将运载体和舱体的哪一部分作为可靠性单元,应该视运载体和舱体在使用中的具体情况确定。

2) 不应简单地将标准中规定的MTBF值套用不同类型的电站来进行可靠性的设计和比对。

3) 做可靠性试验时,对故障的识别应根据可靠性设计时确定的功能和性能原则来划分。

4) 可靠性设计不能没有故障分析。如果缺乏对产品的故障分析,其产品的可靠性设计几乎就是脱离实际的。通过故障分析,可能会发现影响可靠性的细微环节(如线路连接),而不是只关注于大配套设备的可靠性。

6.6 影响电站可靠性的一些因素

在实际中,电站的MTBF值比设计计算值要小很多,主要有以下影响因素:

(1) 产品的试验验证不充分,而使一些问题可能被掩盖起来,失去了改进的机会,产品在实际使用中才暴露出问题。

(2) 有些环节似乎很小,没有被考虑在可靠性框图中,如接线,但是这些接线端的数量很多,很多故障就出在接线端上。这种“只看大件,不看小件”的可靠性框图设计也就

失去了可靠性设计的实际意义。

(3) 试验样机的技术状态与生产产品的技术状态不一致,主要表现在以下方面:

1) 样机在试验时有些指标可能是技术人员反复调试才达到的,而生产时难以复现这样的调试过程。

2) 元器件不一致,虽然一些“大件”受到重视,保证了供货一致,但是一些小的元器件的供货不被重视,很多故障出在这些元器件上。

3) 样机的工艺实现过程并不确定,难以复现在以后的生产产品上,如接线工艺等。

(4) 只注重产品特征的设计而缺乏过程特征的设计,使产品的技术特征是在个别失控的过程状态下实现的。

(5) 缺乏对早期故障期的认识,没有处理早期故障期的措施和准备。

由上述因素可以看出,可靠性设计和保障不仅仅是靠各个配套设备构成的可靠性框图的设计就可以达到的,它是产品设计和过程管理的结果。在提出可靠性设计时,必须提出过程控制要求和方法。

6.7 维护和维修性

产品的良好使用,一方面经由产品的设计、制造来保证;另一方面,还需要在使用中有良好的维护和可维修性来保证。

维护和维修性需要从两个方面来考虑:①设计时要考虑到产品的可维护、可维修性;②制定有效的维护、维修规范(方案 and 措施)。这两方面的要求都需要建立在故障分析的基础之上。

(1) 故障模式、效应及后果分析(FMECA)。故障模式是指故障的表现形式;故障效应是指某种故障模式对整个产品功能的影响;故障后果是指故障造成的严重程度。

通过FMECA,可将所有故障进行分级、分类,从而为制定相应的维护、维修方案和措施提供依据。

(2) 故障树分析(FTA)。故障树分析是为了更有效地找出各种故障而采用的一种方法。有关故障树分析的方法有很多书籍和资料专门介绍,设计人员可查阅。

(3) 维修性指标。GB/T 2819—1995规定,平均修复时间(MTTR)不长于2h(汽油机),或3h(柴油机)。GJB 235A—1997规定,平均修复时间(MTTQ)不长于2.0、1.5、1.0h(汽油机),或3.0、2.5、2.0h(柴油机)。

这些指标要求应规定相应的维修级别,如果没有提出维修级别要求,一般应按基层级维修级别来确定。基层级维修级别指的是:能够在最低机构的维修条件(维修设备、工具、备附件和人员)下,在使用现场进行维修,产品维修后直接返还给使用人员。基层级维修包括维护的要求,如更换零部件、小修和保养等。

6.8 安全性

安全性指产品不发生造成人员伤亡、职业病、设备损坏或财产损失的一个或一系列意外事件的能力。

根据安全性要求,应该对产品的各种影响安全性的因素进行分析,找出这些因素,并在设计中采取相应的安全性设计。影响内燃机电站安全性的因素,主要从两个方面来分析,一方面是产品正常工作状态时可能造成的不安全因素,主要有触电、烫伤、磕碰等;另一方面是由于产品的故障造成的设备损坏和伤及人员的因素。对于因故障造成的不安全因素,可以通过故障分析来确定。影响内燃机电站安全性的

因素主要有以下方面:

- 1) 电站各接线端的触电。
- 2) 发动机排气管高温和其他高温部件。
- 3) 高速旋转部件,如风扇叶片。
- 4) 中性点绝缘系统的要求。
- 5) 完好的接地措施,GB/T 2819—1995 规定,接地电阻不大于 50Ω 。
- 6) 各独立电气回路对地及回路间的绝缘电阻应不低于 GB/T 2819—1995 中 4.13 第 2 条的规定。
- 7) 各独立电气回路对地及回路间应能承受的试验电压值,参照 GB/T 2819—1995 中 4.13 第 3 条的规定。
- 8) 相序,参照 GB/T 2819—1995 中 4.13 第 4 条的规定。
- 9) 各监测仪表表面的照度不低于 20lx。
- 10) 消防工具。
- 11) 对于汽车电站和挂车电站,应符合汽车和挂车的有关安全性要求,如制动、照明、信号、防护栏等。
- 12) 各种梯子上下的稳定性,如梯子挂靠和结构的牢固、稳定性。
- 13) 各种有人工作的上翻孔口门板支撑的牢固性。
- 14) 电站舱内,人员可以打开门的措施。
- 15) 各种短路故障,如各电线、电缆短路;各接线端短路或接线端接线不牢,接线端松脱造成的短路;接线端接线不牢固,形成接触电阻,产生热量、烧坏接触端造成的短路等。各种短路是引起电站失火的主要原因之一。
- 16) 人员操作范围内的凸出部位,如尖角等。

6.9 关键特性和重要特性分析

在方案设计中,应该找出最重要的少数几个产品的特性,以使其在资源和受关注方面获得优先权。关键特性和重要特性主要表现在以下方面:

- 1) 对人身安全至关重要,可对人身健康、安全及环境产生直接危害,包括操作人员的误用造成的安全危害。
- 2) 立法强制要求。很多立法来自于对安全性的要求和保障,还有其他,如环境保护、节能等的立法。
- 3) 制造商重点开发和关注的适销性或竞争性特征,或者说是制造商将该产品投入市场能够获得市场认可的“亮点”或特色。
- 4) 可能需要花费较大投资的特征。
- 5) 对产品可靠性有较大影响的特征,如故障率较高及影响维修性的特征。

关键特性和重要特性及其过程控制会增加投入成本(包括采购、生产设备、过程控制管理费用等),因此,在分析中应注重关键少数原则。可能某配套设备中存在关键特性和重要特性,应分析、细化,找出其中的关键和重要特性,不宜笼统地将该设备整体作为关键件处理,应该明晰该设备各个特征中哪些才是影响关键特性或重要特性的因素。

方案设计中,分析并确定了关键特性和重要特性后,在工程设计过程中确定影响关键特性和重要特性的关键件和重要件。对一个产品的关键特性(件)的分析判定和控制是很重要的,对其产品特征和过程特征都应该提出明确的可测量的要求。

6.10 集成优化

从电站的构成中可以看到,电站是由多个配套设备集成的。每一个单独的配套设备,都有其自己的设计和制造规范

或准则,这些规范或准则的制定,可能不是主要以内燃机电站的使用要求来确立的,尤其是有特殊使用要求的电站。对于使用要求比较通用、配套比较简单的电站,一般并不对各个配套设备提出特殊要求,对配套设备的选型设计主要以校核为主,将配套设备规定条件下的技术指标转化成电站要求条件下的技术指标,再根据电站的技术指标要求来衡量或评价选型的配套设备是否满足要求。但是对于使用要求比较特殊(或个别指标要求比较特殊)和配套比较复杂的电站,这种将各个配套设备按各自条件独立选型的方法难以满足电站要求,集成后的各个配套设备互相影响,改变了配套设备独自工作的状态和条件,使集成后的电站性能指标达不到要求,还可能造成经济成本上升。经济成本上升,主要是为了使集成配套后的电站达到指标要求,可能会因为提高某一项指标的要求,而将该配套设备的规格提高一个级别,从而使其他指标远远高于设计要求的指标。

这种将各个配套设备按各自工作状态选型后集成的电站,其性能指标实际上是按照成套设备中相互影响后的最低性能指标进行的集成,因此对电站进行集成优化设计是十分重要的。

目前,电站的集成优化设计还处于较低水平,主要是电站制造商受各个配套设备制约比较大,很难对配套设备按自己的集成要求进行改装或调整。目前,集成优化设计主要在水冷发动机散热和机油散热等方面开展。

集成优化除了在水冷系统和机油散热系统以外,在发动机增压系统、调速系统等方面都有进一步开发的因素。

6.11 品质设计

所谓产品品质,可以理解为,除了产品的功能、性能、可靠性、价格等因素以外,赋予产品一种内在的价值,这种价值符合特定用户的心理需求,符合用户的“品味”或品质追求,使用户不仅能用好产品,还能喜欢产品。

内燃机电站在设计中也应该关注品质设计,根据用户特征,给产品赋予某种品质。现在,内燃机电站的种类越来越多,品质也逐步在产品地位中得到提升。

对内燃机电站产品品质的设计理念应该体现在用户对产品是否好用,是否更方便、更安全使用等的追求方面。

6.12 价值分析

价值分析也称为性价比分析或成本分析,就是对产品特征所表现出的各项功能和相关的成本之间的关系分析和比较。价值分析应该对产品全寿命周期费用预算进行分析,比较不同设计方案的成本费用和性价比。

(1) 输入的主要内容。

- 1) 顾客需要的功能和性能及重要性顺序清单。
- 2) 产品特征的相应清单。
- 3) 产品特征的成本预算。
- 4) 竞争产品或替代产品的特征及其相关成本信息。

(2) 输出的主要内容。

- 1) 顾客需要的重要的和基本的产品功能。
- 2) 这些功能的优化成本。
- 3) 哪些功能可以除去。

7 工程设计(或称施工设计)

工程设计是在方案设计和评审之后,优化选择并确定出产品的最佳技术方案(特征),将这样的优化技术特征转化成可以指导产品生产研制的技术特征。

方案设计和评审的结果是工程设计的主要输入内容之一。另外,还应将现有的各种生产条件和能力等作为工程设计的重要输入因素。

(1) 工程设计输出的主要内容。

- 1) 工程设计图纸。
- 2) 技术规范(也称技术条件),包括验收规范。
- 3) 材料和元器件清单。
- 4) 关键件和重要件清单。
- 5) 质量保证规范。

除了上述工程设计输出文件外,还应该提供上述文件的正确性、可行性、适宜性等支持性文件,如有关设计计算和分析报告等。这些计算和分析报告应该说明工程设计输入的各项要求能够满足或实现的程度。

(2) 工程设计的一般方法。一般来讲,工程设计应该充

分利用规范、图库等已定型的产品单元来进行设计。

制造商应该为工程设计积累并建立单元图库平台和规范,这些单元图库和规范应该是经过了很多产品的验证。利用单元图库和规范,对提高工程设计效率,减小设计成本,减少设计风险等都是有益的。内燃机电站制造商应逐步积累、建立有关法律法规和标准等外来文件库,主要配套型谱,基础件和结构单元图库,主要材料、元器件、五金件选用和安装规范及图册,通用技术规范(包括检验规则等)和主要产品的技术规范,设计计算规范,工艺规范,试验验证的记录档案等。

(3) 关键件和重要件。根据方案设计中确定的关键特性分析,找出直接与这些特性相关或直接影响这些特性的零部件及相应的工序或作业等过程控制要求。对于同类型号产品,可以提出关键件和重要件及过程控制要求的基本通用规范。

第 3 章 内燃机电站主要构成的选型和设计方法

1 内燃机

目前，作为内燃机电站动力，选用最多、最常见的是往复内燃机，最为典型的就是柴油机和汽油机。下面将主要围绕电站用柴油机和汽油机进行介绍。

1.1 选用内燃机应考虑的因素

- (1) 柴油机。电站动力应以柴油机为首选，因为柴油机与汽油机相比，有以下优点：
- 1) 功率适用范围较广。
 - 2) 使用经济性优于汽油机。
 - 3) 故障较少，保养相对容易，可靠性更高一些。

- 4) 耐用性优于汽油机。
- (2) 汽油机。选用汽油机为电站动力时，应考虑以下因素：
- 1) 小功率电站（10 kW 以下）。
 - 2) 电站需要频繁启动且启动性能要好。
 - 3) 电站经常被频繁挪动、搬运。
 - 4) 使用场所缺水。
- (3) 转速。同一型号的内燃机，转速提升，功率也会提高，经济性就好，因此应尽量选用高转速的内燃机。但转速升高，可靠性就会降低，噪声增大，散热不良会导致过热，从而影响效率，所以应根据电站功率、使用现场的实际条件确定较适合的额定转速的内燃机。内燃机常见的额定转速见表 14.3-1。

表 14.3-1 内燃机常见的额定转速				
内燃机类型	额定转速(r/min)	适用功率范围	常见电站的额定电压(V)	适用场所
柴油机	500	大功率	400,6300,10500	船用电站、发电厂、与市电并网的电站
	750			
	1000		400	
	1500	所有功率	230(单相),400	所有场所
	2000	中小功率	200	机场用 400Hz 电站
汽油机	3000	10kW 以下	230(单相),400	频繁挪动、移动的电站
	3000			
	3600			

- (4) 燃油、润滑油的品质及消耗率。燃油、润滑油的品质对内燃机的可靠运转及排放要求有重要影响，消耗率是内燃机的经济性指标，在设计选型时应注意，这方面的资料和信息均可以从内燃机制造厂获取，在电站出厂时均应提供给用户。
- 还应注意燃油的下列重要特性：密度，黏度，热值，(柴油的)十六烷值，钒、钠、硅石和氧化铝含量，硫含量(对重质燃料而言)。
- (5) 冷却方式。内燃机的冷却方式分为水冷和风冷两种。水冷却方式的冷却效果较好，冷却均匀，运转时噪声小，因而得到广泛采用。风冷却系统与水冷却系统比较，有以下特点：
- 1) 结构简单，内燃机质量轻。

- 2) 不用冷却水，没有内燃机漏水、冰冻、结垢等问题，使用和维修比较方便。
 - 3) 对地区环境变化的适应性好，适用于缺水、严寒和酷热地带。启动后暖机时间短。
 - 4) 由于空气与金属间的传热系数低于水与金属间的传热系数，因而风冷内燃机的热负荷较高。
- 设计时可针对电站功率、使用现场的实际条件等，参照上述两种冷却方式的特点确定选择内燃机的冷却方式。
- (6) 内燃机检测仪表。仪表可根据电站用途，按电站制造厂和用户之间的协议配装。一般情况下，内燃机应装有 1 只油压表、1 只转速表、1 只水温表和 1 只油温表。需对内燃机进行监测和控制的参量见表 14.3-2。

表 14.3-2 对内燃机监测和控制的参量										
序号	参量	监测限值		参量要求的等级 ^①			仪表	仪表要求的等级 ^②		
		上限值	下限值	REQ	HRE	REC		REQ	HRE	REC
1	转速	— ^③	—			√ ^④	转速表			√
2	润滑油压力	—	√	√			润滑油压力表	√		
3	润滑油温度	√	—			√	润滑油温度表			√
4	润滑油油位	—	√			√	—	—		
5	冷却液温度	√	—	√			冷却液温度表		√	
6	冷却液液位 ^⑤	—	√		√		—	—		
7	传动带故障 ^⑥	—	—	√			—	—		
8	冷却风扇故障	—	—			√	—	—		
9	排气温度	√	—			√	排气温度表			√
10	启动	—	—			√	启动计数器			√

①、② REQ：要求的；HRE：极力推荐的；REC：推荐的。
③ —，表示有此项内容。
④ √，表示无此项内容。
⑤ ⑥ 对配自动操纵电站的内燃机。
⑦ ⑧ 对用空气冷却（风冷）的内燃机。

(7) 内燃机保护。内燃机保护和监测装置，应根据电站的使用特征，由用户和制造厂协商确定。应监测的运行参量主要有：润滑油压力低、过速度、冷却液温度（上限值）、传动带故障（风冷内燃机）。

根据电站的用途，建议监测下列附加的内燃机运行参量：冷却液液位（下限值）、排气温度（上限值）、润滑油温度（上限值）、防火性能。

当被监测的内燃机参数超过允许的运行限值时，应保证报警（不停机）或报警停机，报警可以是光和（或）声。

(8) 启动系统及能力。内燃机常用的启动方式有人力启动、电动机启动、压缩空气启动、用汽油机启动柴油机和用汽油启动柴油机。这几种启动方式中，除后两种以外，其他方式均被电站选用。常用的启动方式是电动机启动，这种启动方式具有结构紧凑、操作方便等优点，因此应尽量选用电动机启动。

内燃机应能迅速、方便、可靠地连续启动。

(9) 热平衡。设计时应注意电站用内燃机的热平衡数据（对现场条件），包括内燃机冷却热量（水、油、空气）、排气热量、辐射热散量。

(10) 排放。内燃机运行时，产生的噪声、振动、热辐射、废气等排放物会对环境造成不同程度的污染。在设计时，首先要考虑尽量减轻这些因素对环境污染的程度。

(11) 质量和外形尺寸。

(12) 负载接受。要保证电站的动态性能满足使用要求。

(13) 功率特性。电站用内燃机的输出功率应计及用户整套用电设备所需要的电功率和负载特性（如阻性或感性负载），必要的独立辅助设备需要的电功率和发电机的功率损失等。除对电站稳态运行时的功率有要求外，还应考虑因负载变化所需要的调速功率（一般为电站额定功率的10%）。

(14) 内燃机的主要特性。用于电站的内燃机的主要特性是由内燃机制造厂提供的，包括：ISO标准功率和使用条件、标定转速、在ISO标准功率和标准基准条件下的燃油和润滑油消耗率。

(15) 低负载运行。电站在低负载下运行可能会影响内燃机的可靠性和寿命，设计时应注意内燃机制造厂提供的内燃机能长期承受而不致损坏的最低负载值，并且在电站使用说明书中给予规定。

(16) 余热利用。从余热热量的多少和收集的可行性两个方面来衡量利用余热的价值，一般采用两种途径，即冷却系统的余热利用和排气系统的余热利用。

1.2 电站使用地点的环境条件

电站使用地点的环境条件可参考本篇第2章所讲的使用现场条件。

1.3 现场条件与标定条件

按现场条件选定的内燃机与发电机匹配后，应转换成电站标准基准条件或试验条件下的输出指标。

1.4 电站用内燃机的功率标定

(1) 功率标定的种类。功率标定有持续功率、超负荷功率和油量限定功率等几种类型。

(2) 功率表示的类型。功率表示的类型有ISO标准功率和使用功率两种。当以ISO标准功率匹配后，电站在标准基准条件下应能输出功率定额；以使用功率匹配后，电站在与使用功率相对应的使用现场条件下应能输出功率定额。

(3) 电站与内燃机的功率标定关系。内燃机功率与电站输出功率类型的对应关系见表14.3-3。

表 14.3-3 内燃机功率与电站输出功率类型的对应关系

内燃机功率表示的类型	内燃机功率使用的类型	内燃机功率的类型	电站输出功率的类型
ISO 标准功率或使用功率	持续功率	有效功率	持续功率
	超负荷功率		基本功率
	油量限定功率		限时运行功率

1.5 内燃机功率数值的确定

通常情况下，电站标定的功率定额数值与发电机标定的功率定额数值是吻合的。也就是说在确定电站功率的同时，也就相应地确定了发电机的功率。内燃机功率数值的确定，应根据电站的功率定额确定内燃机功率，即

$$P = \frac{P_r}{\eta_i \eta_e} \tag{14.3-1}$$

式中：P为理论计算的内燃机功率数值，kW；P_r为电站功率定额，kW；η_i为发电机效率；η_e为传动效率，三角传动带传动效率为90%~94%，弹性柱销连接为100%。

内燃机的功率应不小于理论计算的内燃机功率数值。

需要大匹配比（内燃机功率/电站功率的比值）的电站（如低噪声电站、军用电站等），就要按匹配比对理论计算的功率数值予以放大，放大的程度由电站的结构设计和使用特点决定。

2 发电机

内燃机电站用发电机通常采用同步发电机，它由直流电流励磁，既能提供有功功率，也能提供无功功率，可满足各种负载的需要。

2.1 发电机选型需考虑的主要因素

(1) 输出形式。输出形式分为直流和交流两种，交流又可分为三相和单相。交流发电机根据输出频率不同可分为不同频率的交流发电机。

(2) 励磁系统。励磁系统包括励磁机、所有调节和控制单元、磁场的消磁和灭磁设备以及保护装置。发电机励磁系统中，通常采用自动电压调节器（AVR）。对于要求带永磁励磁系统的发电机，还应考虑永磁发电机的结构尺寸及安装方式。

(3) 输出性能。发电机的输出性能是满足用户对电能质量要求的重要特性，是电站配套发电机选型设计中应考虑的主要因素。

(4) 并联运行。无功负荷的分配是发电机并联运行时应考虑的主要因素。为了实现无功负荷的自动分配，可以通过自动电压调节励磁装置来维持端电压不变，还可对发电机电压调节特性的倾斜度进行调整，以实现并联运行发电机无功负荷的合理分配。

(5) 要使发电机的频率达到额定值，必须使发电机的转速达到同步转速（额定转速）。

(6) 发电机使用环境的变化可使其输出特性发生较大变化，特别是环境温度及湿度的变化，会使发电机的温升和绝缘发生改变。发电机的温升增大，不仅会降低可靠性，而且会降低额定输出。发电机的绝缘性能降低将会产生安全隐患。

(7) 负载特性、负载的连接方式以及负载的不对称度都会对发电机产生很大的影响,甚至会产生严重的设备故障。因此选用发电机时必须了解和掌握电站所带负载的特征和性能。

2.2 发电机选型要求

(1) 额定指标要求。

1) 额定容量 (S_N)。同步发电机在额定状态运行时发电机输出的视在功率, $S_N = U_N I_N$, 单位为 kVA。

2) 额定功率 (P_N)。同步发电机在额定状态运行时发电机输出的有功功率, $P_N = S_N \cos \varphi_N$, 单位为 kW。

3) 额定电压 (U_N)。同步发电机在额定状态运行时发电机出线端的线电压, 单位为 V 或 kV。

4) 额定电流 (I_N)。同步发电机在额定状态运行时流过发电机定子绕组的线电流, 单位为 A 或 kA。

5) 额定功率因数 ($\cos \varphi_N$)。同步发电机在额定状态运行时, 每相定子绕组电压与电流之间的相角差的余弦, 即额定有功功率对额定视在功率的比值: $\cos \varphi_N = P_N / S_N$ 。

6) 额定频率 (f_N)。发电机额定运行时的频率, 单位为 Hz。

7) 额定转速 (n_N)。发电机额定运行时的转速, 单位为 r/min。

8) 额定效率 (η)。发电机输出有功功率与输入有功功率的比值, 用百分数表示。

9) 额定温升 (Δt)。发电机绕组允许比环境温度升高的度数。我国规定环境温度以 40℃ 计算。

发电机选型时必须对额定指标提出详细的选型要求, 并将其作为电站配套设计时发电机选型的主要依据之一。

(2) 电气性能指标要求。

1) 交流发电机选型时应重点注意的电气性能指标要求如下: 电压整定范围、电压调整率、电压波动率、电压稳定时间、频率调整率、频率波动率、频率稳定时间、发电机过载能力、不平衡负载能力、发电机短路电流能力。

2) 直流发电机选型时应重点注意的电气性能指标要求如下: 电压整定范围、电压脉动、稳压精度。

(3) 机械性能指标要求。电站配套发电机的机械性能要求主要考虑发电机机械结构及与内燃机对接配合的要素, 根据发电机特性及有关技术要求, 机械性能指标主要包括以下方面:

1) 防护等级。电站配套发电机的防护等级通常为 IP22 或 IP23。

2) 绝缘等级。发电机绝缘按其耐热性分为 A、E、B、F、H 五种等级, 由于绕组绝缘的寿命随温度升高而呈指数下降, 因此要按发电机的温升限值要求确定绝缘等级。

3) 轴承结构。发电机一般都具有单轴承 (单支点) 和双轴承 (双支点) 两种结构。

4) 转向。指从轴端看, 发电机的旋转方向。

5) 永磁机构。指为满足发电机永磁励磁系统要求, 发电机增加的永磁磁缸装置。

6) 接地端子。指与发电机中容易被触及的金属部分相连接的端子, 用以连接防护导线或接地导线。

(4) 环境条件要求。环境包括气候环境、力学环境和电磁环境等, 环境条件是产品设计、制造、选用和鉴定验收的依据。同样, 电站设计时环境条件也对发电机的选型产生较大的影响, 因此环境条件也是电站设计时选用发电机的依据之一。

重点应了解的环境条件如下: 环境温度、环境湿度、海拔、盐雾、沙尘、辐射、腐蚀、霉菌、振动、冲击、噪声、无线电干扰。

(5) 输出方式要求。发电机绕组输出联结方式有星形和三角形两种。

(6) 安装要求。电站发电机与发动机配合安装在电站的公用底盘上, 因此需提供必要的安装方式和配合安装尺寸, 这些技术参数可直接从发电机生产厂得到。

(7) 发电机励磁要求。励磁系统对发电机的性能有较大影响, 特别是发电机自动电压调节器 (AVR), 在设计时应应对发电机励磁系统提出选型技术要求。

1) 对需要外接电压整定电位器的 AVR 应提出选型要求。

2) 对要求带永磁励磁系统的发电机应提出永磁励磁系统要求。

3) 对要求并联运行的发电机应提出并联控制励磁系统要求。

2.3 发电机选型设计方法

发电机选型设计时, 应根据有关国家标准、设计任务书或用户提出的技术要求进行分析、比较, 确定发电机的选型技术要求, 按电站设计的技术要求和规定进行发电机的选型设计。

(1) 发电机功率。通常情况下, 发电机生产厂提供的输出功率是在额定工况及对称负载下的额定值, 在实际使用时, 电站的实际使用工况与额定工况相差很大, 因此应充分了解负载使用环境及电站输出设备的负载特性。

1) 负载功率因数对发电机功率的影响。不同功率因数的功率修正见表 14.3-4。选型设计时应按负载实际功率因数对发电机的输出功率进行修正。

表 14.3-4 不同功率因数的功率修正

$\cos \varphi$	允许功率为额定功率的百分比 (%)
0.8~1	100
0.7	96
0.6	92
0.5	91
0.4	90
0.0	88

2) 海拔。海拔超过 1000m (环境温度 40℃) 时, 可按表 14.3-5 对发电机规定的额定输出功率进行修正。

表 14.3-5 海拔超过 1000m 的功率修正表 (环境温度 40℃)

现场海拔 (m)	允许功率为额定功率的百分比 (%)
1000	100
1500	97
2000	94
2500	91
3000	87
3500	82
4000 ^①	77

① 当使用现场海拔超过 4000m 时, 应与发电机生产厂家直接沟通。

3) 环境温度。环境温度超过 40℃ 时,可按表 14.3-6 对发电机规定的额定输出功率进行修正。

表 14.3-6 环境温度超过 40℃ 时的功率修正表

现场环境温度 (℃)	允许功率为额定功率的百分比 (%)
45	97
50	94
55	91
60	88

(2) 发电机温升。发电机绕组温升为

$$\Delta t = \frac{R_2 - R_1}{R_1} (k + t_1) + t_1 - t_2 \quad (14.3-2)$$

式中: Δt 为发电机绕组温升,℃; R₁ 为开始时的绕组电阻,Ω; R₂ 为结束时的绕组电阻,Ω; t₁ 为开始时的绕组温度,℃; t₂ 为结束时的冷却介质温度,℃; k 对铜绕组为 -38.15℃ (235K),对铝绕组为 -48.15℃ (225K)。

对于超过允许温升运行的发电机,只能降低额定功率使用。一般情况下,温升每超过 1℃ 要降低 1% 的额定功率。

在海拔不超过 1000m、环境温度不超过 40℃ 的条件下,电站配套的发电机的温升限值见表 14.3-7。

表 14.3-7 发电机的温升限值 K

发电机绝缘等级		E	B	F	H
绕组	电阻法	75	80	105	125
	埋置检温计法		90	110	130
集电环	温度计法	70	80	90	100

(3) 发电机负载。

1) 负载特性。根据不同的用电设备,电站的用电负载分为阻性负载、感性负载、容性负载或混合性负载。在选择电站时应考虑哪一种负载占主要地位。

2) 负载特性对发电机的性能影响很大,不同的负载特性对发电机有不同的设计要求。电站用发电机是按 cosφ=0.8 的感性负载设计的。对有容性负载特性的负载(如 UPS 开关电源和充电电容器等),当负载变化比较大,常规无功补偿系统来不及关断,可能引起发电机输出电压瞬时跌落、或者过激励将使发电机电压抬高,将严重危及发电机及其他负载设备。

3) 不平衡负载。不平衡负载应严格按照标准要求使用。

(4) 压降补偿方法。发电机远距离输送电能时产生线路压降,使用户端电压降低,不能满足用户的实际使用要求。除了增加输电电缆线径外,可提高发电机输出端电压,以进行线路压降补偿,具体方法如下:

1) 手动调节电压调节器(AVR)外接电压整定电位器,改变发电机输出电压。

2) 设计压降补偿装置,自动调节发电机励磁电流来改变发电机输出电压。

3) 设计带压降补偿环节的自动电压调节器(AVR)来改变发电机输出电压。

3 电气控制系统

3.1 控制系统在电站设计中需考虑的主要因素

(1) 运行方式。根据持续运行和限时运行方式的不同,控制系统的输出主开关及输配电电缆的选型将有所

不同。

(2) 性能等级要求。根据电站不同的性能等级要求,对发动机调速方式、发电机励磁方式及电压调节器(AVR)进行正确的选型设计。

(3) 单机运行或并联运行。如果电站需要并联运行,应在单机运行的基础上,根据并联运行的条件,设计满足并联运行的相关环节。

(4) 电站装置类型及使用场所。根据固定式、可运载式和移动式三种电站装置类型的不同,控制系统的结构设计、安全性设计均有所不同,在设计中应予以考虑。

对于船用电站,除按陆用电站进行设计外,还应特殊考虑电站在海洋环境中的运行条件。

(5) 控制方式及开动时间。电站的控制方式及开动时间一般根据电站的使用场所及用户要求,选择手动、半自动或自动控制方式。对于有开动时间要求的电站,应采用半自动或自动控制方式。

3.2 控制系统设计要求

(1) 标准基准条件。根据 GB/T 2820.1—1997 规定,对于控制装置和开关装置的定额,采用下列标准条件:环境温度,短时最高 40℃;相对湿度,40℃ 时 50%;海拔 ≤2000m。

(2) 现场条件。在进行电气控制系统的电路设计、元器件选型时,要充分考虑现场条件,它主要是按照电站运行的环境温度、海拔、相对湿度,有无霉菌、盐雾、沙尘、冲击和强迫振动、化学污染以及放置的倾斜度等情况来确定的。

(3) 电气性能要求。

1) 电气性能要求应该由用户根据自身的用电设备要求来确定,在设计中,应选择满足使用要求的性能等级。

2) 根据 GB/T 2820.1—1997 规定,按照各供电系统的不同要求,共划分为 G1~G4 四种性能等级。

(4) 控制方式要求。电站的控制方式应该由用户根据现场使用条件,按启动控制程序所用的方法来确定。根据 GB/T 2820.1—1997 中第 6.1~6.12 条,可以归纳为以下几种控制方式:

1) 手(电)启动/手停机。电站的启、停都是手动操作的,主要用于额定值不大于 20kW 且通常不包括保护控制的电站,多为汽油机电站。

2) 本机电启动/电停机。电停机主要是便于自动保护控制。

3) 自动启动/自动停机。通常是按自动控制指令或遥控指令启、停机,一般应用在电网故障备用电站、二重或三重相互备用电站的控制系统中,电站具有故障的检测和自动保护功能。

4) 并联运行。并联运行包括同型号电站的并联运行、不同容量电站的并联运行,以及电站同电网的并联运行,具体指标要求可参照 GB/T 2819—1995 第 4.7.7 条规定。要求并联运行的电站,应有逆功率保护措施。

(5) 安装方式要求。对控制屏通用的安装要求是:室内安装,不经受天气直接影响。如必须露天安装,则要安装在防护罩内或防护棚下。具体安装方式应该由用户根据现场使用条件,按电站总体安装要求确定。

(6) 安全性要求。

1) 绝缘电阻。电站的绝缘电阻应不低于表 14.3-8 的规定,冷态绝缘电阻只供参考,不作考核。

表 14.3-8 绝缘电阻

项 目	部 位	条 件		绝缘电阻 (MΩ)①
冷态绝 缘电阻	电站各独立 电气回路对 地及回路间	冷 态	环境温度 15~35℃ 空气相对湿度 45%~75%	2
			环境温度 25℃ 空气相对湿度 95%	$U^{1.5}/1000$
热 态		热态		0.5

① 计算低于 0.33MΩ 时,按 0.33MΩ。

② U 为电机绕组额定电压 (V)。

2) 绝缘介电强度。电站各独立电气回路间应能承受的试验电压见表 14.3-9。绝缘介电强度试验的条件如下:频率为 50Hz,波形尽可能为实际正弦波,历时 1min,无击穿或闪络现象。

表 14.3-9 各独立电气回路介电试验电压 V

部 位	回路额定电压	试验电压
一次回路对地,一 次回路对二次回路	≥ 100	$(1000+2 \text{ 倍额定电压}) \times 80\%$, 最低 1200
二次回路对地	< 100	750

原动机的电气部分、半导体器件及电容器等不作此项试验。

3) 电气间隙和爬电距离。低压交流移动电站用控制屏内不同极性的裸露带电体之间以及它们与外壳之间的电气间隙和爬电距离,应不小于表 14.3-10 的规定。

其他电站用控制屏内不同极性的裸露带电体之间以及它们与外壳之间的电气间隙和爬电距离,由产品技术条件规定。

表 14.3-10 电气间隙和爬电距离

额定绝缘 电压 U_i (V)	电气间隙 (mm)		爬电距离 (mm)	
	额定电流 $\leq 60\text{A}$	额定电流 $> 60\text{A}$	额定电流 $\leq 60\text{A}$	额定电流 $> 60\text{A}$
$U_i \leq 300$	3	5	3	5
$60 < U_i \leq 300$	5	6	6	8
$300 < U_i \leq 300$	8	10	10	12

注 1. 元件内部除外。

2. 采用集成电路的,允许按产品技术条件规定。

4) 温升。低电压 ($\leq 500\text{V}$) 电站用控制屏通过额定电流时,用温度计法或热电偶法测得的极限允许温升,应不高于表 14.3-11 的规定。

表 14.3-11 低电压 ($\leq 500\text{V}$) 电站用控制屏限允许温升

测量部位	极限允许温升
铜—铜	50K
铜搪锡—铜搪锡	60K
元器件表面	按相应产品技术条件的规定

注 当试验地点的海拔高于 1000m 时,其极限允许温升按海拔每增高 100m 增加 0.5K 进行修正。

5) 接地。固定式发电机组应有良好的接地端子,接地端子应有明显标志。三相移动电站应有良好的接地装置,其接地电阻应不大于 50Ω 。

6) 相序。对采用输出插头插座的三相电站,应按顺时针方向排列 (面向插座);对采用设在控制屏上的接线端子的电站,从屏正面看应自左到右或自上到下或自远到近排列。

7) 极性。直流电站输出正负极应有明显标志。

3.3 控制系统设计

电站控制系统的设计,应根据有关国家及行业标准、设计任务书或用户提出的要求进行。

3.3.1 手动控制方式

电站的手动控制包括启动、供电、停机以及故障后的断电和停机控制。

(1) 电站的常温启动。常温启动是指在常温 (对柴油发电机组不低于 5°C ,对增压柴油发电机组不低于 10°C ,对汽油机发电机组不低于 -10°C) 冷态下进行的启动。

要求发电机组在常温下,不使用低温启动措施,经 3 次启动应能成功。

目前发电机组常用的是直流电动机启动。该系统由蓄电池组 (12、24V)、充电发电机、启动钥匙 (或按钮)、启动接触器及启动电动机组成。

(2) 电站的低温启动。若要求电站在低温环境 (对柴油机低于 5°C ,对汽油机低于 -5°C) 下启动,电站应配置有低温启动措施。对功率大于 250kW 的柴油发电机组应在 30min 内启动成功,对汽油发电机组应在 20min 内启动成功,启动成功后应能在 3min 内带规定负载运行。

常用的低温启动措施有以下两种:

- 1) 电热式。有螺旋形预热电阻和空气预热器两种。
- 2) 冷启动泵。有手动和电动两种。

(3) 机组的停机。目前电站中多采用电停机机构,常用的电停机机构有燃油电磁阀和停机电磁铁。当电站采用自动安全装置或保护继电器时,停机后应能通过手动复位。

(4) 机组故障后的保护停机,只适合具有电停机机构的机组。机组的故障保护分发电机和发动机故障保护,可根据用户要求设定。

3.3.2 自动控制方式

电站的自动控制包括自动启动和自动停机,分为电网故障备用控制方式、多重相互备用控制方式等。

(1) 电网故障备用控制。当整个电网故障或某一电压偏差超出规定的限值,电网故障检测装置自动启动发电机组。在电网恢复到规定的电压和频率内后,机组可自动停机,并恢复电网向负载供电。

电网故障备用控制系统中至少应包括下列基本设置:

- 1) 电网故障检测。
- 2) 自动启动/自动停机控制。
- 3) 保护装置延时投入。
- 4) 转换开关互锁装置控制。
- 5) 手动/自动功能选择开关。
- 6) 启动延时定时器。
- 7) 发动机启动重发器。
- 8) 发动机预热定时器。
- 9) 转换开关闭合延时定时器。
- 10) 电网恢复计时器。
- 11) 发动机在空载转速下的停机延时定时器。
- 12) 蓄电池充电器故障检测。
- 13) 启动器传动齿轮重发器。
- 14) 预热系统。

- 15) 运行小时计数器。
- 16) 对于连接网络规定性能的其他监控设备。

(2) 多机相互备用控制。多机组相互备用控制包括二重相互备用控制、三重相互备用控制、二重相互备用与电网的控制。

1) 二重相互备用控制。目前电站中使用最多的是由负载机组的故障来控制另一台备用机组的启动，其常用的控制方式有专用模块控制和可编程控制两种。这两种控制方式都是用负载机组的故障输出触点作为备用机组的遥控启动接点输入来控制备用机组的启动。

2) 三重相互备用控制。3台发电机组按类似于二重相互备用控制的方式运行，且备用的顺序通常是可选取的。这种电站在使用中较少，不作详细介绍。

3) 二重相互备用与电网的控制。当电网正常时，负载由电网供电。当电网发生故障后，2台机组按备用控制规定的顺序启动，其控制方式与二重相互备用控制相同。

当电网恢复正常后，负载通常要返回电网（不是必须返回电网），但应该复原选定的备用顺序。

在这种控制方案中，还可将发电机组用作基本供电电源，电网供电作为备用电源。

(3) 并联运行。并联运行要求并入的发电机组是同步的，这可手动或自动实现。同步的过程包括电压和频率调整到使并入机组进入同步，且相序、相位与现有系统相同。它可以是2台或多台机组并联运行，也可以是机组与电网并联运行。

目前电站多采用自动同步并联运行。为实现自动同步并联运行，控制系统必须设有以下控制和测试设备：

- 1) 远距离操纵的发电机组电路断路器或具有某一相当短的接通时间的负载开关。
- 2) 短路保护。
- 3) 电压调节装置。
- 4) 频率调节装置。
- 5) 自动的有功负载分配控制。
- 6) 逆功率保护。
- 7) 自动同步器。
- 8) 同步方式选择开关（手动/自动）。
- 9) 电流表、电压表、有功功率表。

(4) 远程控制。远程控制的方式有无线和有线两种，在电站应用中多采用有线控制。

随着计算机技术的发展，目前电站的远程控制已经延伸为远程监控，即遥测、遥信和遥控（三遥）控制。它主要是利用计算机的串行通信口来实现的。

3.3.3 电站监控

监控是指通过测量或保护装置以及监视控制参数，对电站的运行进行观察。

(1) 电气仪表。电站应按标准至少装配1只电压表和1只电流表。对于并联运行的电站，还应配装有功功率表。

对于输出功率大于100kW的电站，应配装1只频率表和1只运行小时计数器。对于三相电站，应能测量所有相的电压和电流。

电站电气仪表可选用指针式或数显式电参数仪表。

(2) 发动机仪表。发动机应装有1只润滑油压力表和1只冷却液温度表，其他仪表可根据实际使用情况选择，推荐安装转速表、润滑油温度表、油位表、小时计数器各1只。常用的发动机仪表为指针式机电仪表。

(3) 电气保护。它的作用是当电气设备发生故障或故障造成危害时，电气保护装置应能根据不同故障类型做出相应

的保护动作，自动、迅速地切除发生故障的电气设备，以保护设备的安全。

在实际使用中，电站电气保护系统的设计，除短路、过载保护必须设计外，其余电气保护都可根据用户要求取舍。

电气故障保护类型见表14.3-12。

表 14.3-12 电气故障保护类型

故障保护类型	保护动作特点	保护参数整定参考值
短路①	报警并断开负载	②
过载①	报警并断开负载	额定电流的120%
过电压	报警并断开负载	额定电压的110%
欠电压	报警并断开负载	额定电压的90%
过频率	报警并断开负载	额定频率的108%
欠频率	报警并断开负载	额定频率的92%
逆功率保护③	切除故障机组， 分级卸载保护	
控制回路保护		④

注 报警可以是光和（或）声的。

① 要求有此项保护，其余未加标注为推荐。

② 参考发电机产品使用说明书。

③ 对并联运行。

④ 所有的控制和仪表设备应有对过电流的适当保护。

(4) 发动机保护系统。当被监测的发动机参数超过允许的运行限值时，发动机应根据不同故障类型作出相应的保护动作。发动机故障保护类型见表14.3-13。

在实际使用中，电站发动机保护系统的设计，除发动机过速度、润滑油压力低、冷却液温度高、传动带故障（对空气冷却发动机）保护必须设计外，其余保护都可根据用户要求取舍。

表 14.3-13 发动机故障保护类型

故障保护类型	保护动作特点	保护参数整定参考值
润滑油压力低①	报警并停机	②
冷却液温度高①	报警并断开负载， 延时停机	②
发动机过速度①	报警并停机	额定转速值的 110%~115%
传动带故障①③	报警并停机	②
发动机缸温高①③	报警并停机	②
润滑油温度高	仅报警	②
燃油油位低	仅报警	25%燃油位
蓄电池电压低	仅报警	11.8V④或23.6V⑤
蓄电池充电器故障⑥⑦	仅报警	—
冷却液位低	仅报警	②
排气温度高	仅报警	②
启动故障⑥⑦	仅报警	三次启动失败

注 报警可以是光和（或）声的。

① 要求有此项保护，其余未加标注为推荐。

② 参考发动机产品使用说明书。

③ 对空气冷却的发动机。

④ 对12V直流电源供电系统。

⑤ 对24V直流电源供电系统。

⑥ 对自动操作的电站。

⑦ 对安全使用设施的要求。

3.3.4 基本参数计算及设计选型

(1) 额定电流的计算。电站额定电流的计算是选择电气装置的主要依据,其计算公式为

$$I_N = P_N / (\sqrt{3} U_N \cos \varphi_N) \quad (14.3-3)$$

式中: I_N 为电站的额定电流, A; P_N 为电站的额定功率, kW; U_N 为电站的额定电压, V; $\cos \varphi_N$ 为电站的额定功率因数。

(2) 空气断路器的选择。空气断路器主要用于三相交流电源输出的控制,在选型时要重点考虑以下3个方面:人身安全;电气线路与设备的保护;可靠的、不间断的电力供应能力。其一般选用条件如下:

1) 当额定电流在 630A 以下,短路电流不太大时,首选塑壳式断路器。额定电流比较大时,可以选用框架式断路器。

2) 断路器的额定电压要不小于电站输出的额定电压;断路器额定电流、脱扣器额定电流要不小于电站输出的额定电流;断路器的极限通断能力要不小于电站最大短路电流。

3) 短路保护。电站中空气断路器主要用于对发电机的短路保护,它的瞬时动作电流取决于发电机允许的短路电流。一般情况下此短路电流为发电机额定电流的 2.5~3 倍(具体数值可见发电机制造厂家产品样本),所以其短路瞬动脱扣整定值一般整定为 $(8 \sim 10) I_N$ 。瞬时脱扣器的整定电流应避开电站启动电动机时可能出现的最大启动电流。

4) 过载延时保护。对于有延时机构的断路器,过载长延时保护的启动电流可在 1.55~2 倍脱扣器额定电流范围内整定,动作时限可在 4~15s 范围内整定。

过载长延时动作电流整定值 $I_{\Delta t}$ 应不大于 0.8~1 倍的导线允许载流量。

短延时动作电流整定值 $I_{\Delta t}$ 一般整定为 $(3 \sim 5) I_N$, 延时时间可整定为 0.2s 或 0.4s。

5) 漏电保护。一般电站输出断路器的整定漏电脱扣电流为 30、100、300mA 可调,具体值可根据用户技术协议和断路器制造厂家协商确定。

(3) 电线电缆的选择。电站电线电缆导线截面的选择,除了按照规定的电压等级、载流量选择,还应考虑到使用环境和机械强度的需要。

3.3.5 安全性设计

(1) 绝缘系统。根据现场使用条件不同,电站有中性点接地和不接地两种方式。

对固定式电站,标准未规定中性点的接地方式,通常采用较多的是三相四线制中性点直接接地供电系统。

对三相移动电站或经常移动位置的较小容量机组,标准规定采用三相四线制中性点不接地供电系统,即中性点绝缘系统方式。

可对电站作如下设计:

1) 中性点直接接地系统。通过导线把发电机的中性线与控制屏的金属外壳牢固地连接,再与机组底盘连接,通过发电机组接地端子与接地装置连接好。

2) 中性点绝缘系统。其接地装置由接地器和接地导线组成。接地器为两根直径大于 25mm、长度大于 1m 的金属棒。使用时将两根接地棒在相距 2m 的地方垂直地锤入地中,深度只要露出接地螺钉即可,然后用接地导线将两接地棒并联,再与电站接地螺栓连接。接地导线截面积应不小于一相输电线的截面积的二分之一。

为了减小接地电阻,接地器应选择插在较潮湿的土地中,若土壤干燥,可在接地器周围土地上浇一桶(约 20kg)

质量分数为 2% 的食盐水,以改善土壤导电性。从而使电站接地电阻满足不大于 50Ω 的规定。

中性点绝缘系统还应设有绝缘监视装置。

(2) 电站的绝缘电阻及绝缘介电强度。主要取决于发电机,各发电机厂家已在此方面作了专门设计,以下仅对使用中应注意问题进行介绍。

1) 产品在使用地点一旦严重受潮,冷态绝缘电阻低于规定值,应采取烘焙等措施后,才能判断。

2) 对于绝缘介电强度要求,当产品属于出厂试验时,允许只在冷态绝缘电阻测定合格后的冷态下考核;当产品属于鉴定试验和型式试验时,应在热态绝缘电阻测定合格后的热态下考核。

当发电机组受潮时,开机前应先测量绝缘电阻,符合规定要求后再进行绝缘介电强度试验。

3) 相序。三相产品输出相序接反会造成电动机反转或过电流冲击,危及人身安全,可能导致设备损坏,所以应严格按照标准要求接线。

4) 漏电保护。起火危险性大的电弧性短路难以被短路保护有效切断,而漏电器可以可靠地断开接地故障,防止人身触电和相地短路故障的发生,有漏电保护要求时,断路器须有此功能。

5) 防雷措施。目前在一些使用环境较恶劣、要求较高的电站中要求设置防雷器。

防雷器的作用,就是在最短时间(纳秒级)内将被保护线路连入等电位系统中,使设备各端口等电位,同时将电路上因雷击而产生的大量脉冲能量短路泄放到大地,降低设备各接口端的电位差,从而保护电路上用户的设备。一般安装 B 级(对直接雷击或由邻近雷击引起的过电压做出保护)或 C 级(对由非直接雷击、开关动作或静电放电引起的过电压做出保护)防雷器。

3.3.6 控制屏装配形式及设计要点

(1) 装配形式。

1) 对于较小容量的固定式电站,一般情况下,控制屏直接安装在机组发电机的上方,与发电机连接处加装减振器。

2) 对于较大容量或移动式的电站,控制屏一般采用隔音操作室安装。

3) 对移动式的电站,也可采用车下操作安装方式,在此种情况下,控制系统一般设为两部分安装,控制回路设在控制屏中,输电及配电回路设在一次柜中。一次柜通常与机组及电站输出接口就近安装。控制屏操作面应安装于汽车的左侧(面向车头)。

(2) 元器件布置。控制屏在进行布置时应考虑到监视、操作、连线及维护的方便,并力求整齐美观。

1) 监视器件的布置。测试仪表及指示宜布置在屏的上部,距地面 1.2~1.95m 的区域内,即应布置在正常的视野范围内,以便于对电站运行、危险情况的警告或故障的监视。

2) 操纵器件的布置。控制屏上只能安装小型操纵器件,如按钮、转换开关等,一般布置在屏的下部,推荐布置在屏内距地面 0.7~1.7m 的区域。布置应按照操作顺序由左到右、从上至下进行。

3) 接触器、继电器的布置。喷弧距离较长的接触器应布置在屏的最上部,并保证喷弧距离,以免引起事故。中小型接触器和继电器可布置在屏中的任意区域。元器件的空间距离应符合对爬电距离和电气间隙的要求。

4) 电气导线布置。强、弱电线应分别捆扎; 脉冲信号线(如磁头信号线)要用屏蔽线。

3.3.7 电站输出形式及设计要点

电站的输出形式根据用户现场使用条件及使用要求确定, 一般情况为接线端子输出或插座输出。

1) 输出器件的布置。对于输出接口在控制屏中的电站, 其输出器件宜布置在屏的下部, 且应留有足够的空间, 以便外部电缆的引入。对于有专门输出接口的电站, 例如移动电站, 用户如无特别要求, 输出器件应布置在汽车的左侧(面向车头)。

2) 输出器件为接线端子的, U、V、W、N 应从左到右或从上到下排列(面向控制屏)。

3) 输出器件为插头/插座的, 应与用户协商确定, 无特别要求时, 一般设计为: 三相四线插座, 1—U、2—V、3—W、4—N; 单相三线插座, 1—火线、2—N、3—地线。

4) 电站所有输出插座必须设计选型为孔式; 对于有市电输入的电站, 市电输入插座必须设计选型为针式。

4 调速器

4.1 调速器特性

调速器的选择主要以稳态和瞬态频率指标为依据。

(1) 稳态特性。调速器稳态特性主要影响电站稳态频率调整率。

(2) 瞬态特性。调速器瞬态特性主要影响电站瞬态频率调整率和频率恢复时间。

4.2 调速器类型

(1) 比例调速器。当有与负载相关的转速变化时, 按比例地校正控制信号。使用这种类型的调速器, 负载的变化会引起稳态转速的某种变化。

(2) 比例积分调速器。当有与负载相关的转速变化时, 按比例地校正控制信号, 并且借助某种积分运算校正转速变化。使用这种类型的调速器, 负载的某一变化通常不会导致转速的某种变化。

为使电站有可能并联运行, 在未提供另外的分配负载的调节时, 比例积分调速器也应作为比例调速器使用。

(3) 比例积分微分调速器。是对转速变化率按比例地校正控制信号的比例积分调速器。使用这种类型的调速器, 负载的变化通常不会导致转速的变化。

为使电站有可能并联运行, 在未提供另外的分配负载的调节时, 比例积分微分调速器也应作为比例调速器使用。

4.3 调速器的应用

(1) 单机运行。根据使用所要求的调节性能, 可选用比例调速器、比例积分调速器或比例积分微分调速器。

(2) 并联运行。

1) 比例调速器应使用于 G1 和 G2 级性能。

2) 比例积分调速器应使用于 G1~G4 级性能。若用于同步状态, 则需要 1 个如同分配负载装置的辅助装置。

3) 比例积分微分调速器应使用于 G1 和 G4 级性能, 且与比例积分调速器一样, 但有更好的瞬态性能。若用于同步状态, 则需要 1 个如同分配负载装置的辅助装置。

G1、G2、G3 和 G4 性能等级可参见 GB/T 2820.5—1997 的第 16 章。

4.4 机械调速器

机械调速器一般与发动机成套, 不再单独选配。它属于比例调速器, 用于性能等级要求较低的电站。

4.5 电子调速器

电子调速器(简称电调)可以由电站制造商单独选配; 也可以与发动机制造商协商, 提出要求, 由发动机制造商随发动机成套提供。电子调速器一般用于性能等级较高的电站。

(1) 电子调速器的选型。电调的调速指标是保证电站输出频率特性的主要参数, 其中稳态调速率、瞬态调速率及转速波动率是电调的主要调速指标, 必须根据电站性能指标要求确定。电调的其他特性要求可根据电站配套的部件特性确定。

1) 电调控制器: 电源电压、电源消耗、控制频率、外形尺寸。

2) 电磁执行器: 调节行程、最大调整力、工作能力、控制电流、外形尺寸。

3) 转速传感器: 线圈内阻、输出电压、外形尺寸。

(2) 使用环境。主要环境要求是环境温度和相对湿度。

(3) 电子调速器的安装和调整。把控制器安装在振动和温度符合要求的环境, 除新型整体型电调外, 通常将电调控制器安装在电站的控制柜内。电子调速器可按下列方法进行调整:

1) 将转速器或频率计数器与速度源相连来检测发动机转速。

2) 将比例放大和积分放大调节到最小。

3) 空载启动发动机。

4) 调整内部速度电位器到所需速度。

5) 增大比例放大系数直到速度开始波动, 然后减小比例放大系数直到波动停止。

6) 增大积分放大系数直到速度开始波动, 然后减小积分放大系数直到波动停止。

7) 加各种各样的负载从开到关(直到 100%)来检测性能和稳定性。

8) 重复 5) 到 7) 步骤, 直到工作良好。

9) 关掉控制器, 让转速降到 50% 左右, 这时重新打开控制器来检测超调量, 如果超调量超标, 略微减少积分放大系数后重新测试。

10) 关掉发动机等到发动机冷却后, 重新启动以检测冷启动稳定性。如果发动机速度波动, 则稍微减少比例放大系数和积分放大系数直到波动停止。

(4) 执行器的安装与调整。

1) 喷油泵一体式。执行器输出轴与发动机喷油泵齿条之间直接连接。喷油泵齿行程与电磁执行器工作行程应能良好配合, 一般应保证使发动机断油至满载之间的行程为执行器最大行程的 75% 左右。连接传动的中间环节应尽量减少, 杆系总传动间隙需控制在 0.1~0.2mm 之间, 以免引入过大的非线性因素, 影响系统的动态和稳态调节精度。另外, 安装时应尽量减少发动机振动对其工作产生的影响。

2) 喷油泵分离式。执行器通过底座或支架安装于喷油泵附近, 通过过渡杆和万向关节轴承与喷油泵的调速手柄或断油手柄相连。调整执行器与手柄拉杆的连接, 使未通电状况下的执行器将手柄拉杆在停油位置, 将连接部分从断油位置移到最大油量位置, 并松手以确认能正确停油, 然后固定

好连接位置。所有的螺柱与螺母和执行器安装法兰。

4.6 转速传感器安装与调整

转速传感器安装在发动机的齿圈部位,传感器与齿顶之间的间隙应在 $0.4\sim 0.8\text{mm}$ 之间。使用双绞屏蔽线连接转速传感器时,双绞屏蔽线接地线应连接到控制器侧。

5 消声器

内燃机排气消声器,简称消声器,是消减内燃机排气噪声的装置。

5.1 消声器设计的基本要求

(1) 消声性能好。在排气噪声的整个频率范围内,应有足够的消声量。

(2) 阻力损失小,即消声器消耗内燃机的功率要尽可能小。

(3) 能耐高温、耐腐蚀,机械性能好,工作可靠,使用寿命长。

(4) 结构简单,工艺性好,成本低。

5.2 内燃机排气噪声的频谱特性

柴油机排气噪声的频谱主要包含四种频率成分:以每秒排气次数为基频的排气噪声;排气管道内气柱共振的噪声;排气歧管处的气流吹气声;亥姆霍兹共振声,亥姆霍兹共振声在单缸、双缸和三缸机上最为突出。

排气噪声频谱一般呈明显的低频特性,但中、高频噪声也达到一定的程度。中频噪声一般是由气柱共振和排气基频的高次谐波延伸所致;而高频噪声主要是排气时产生的涡流声,以及排气系统管壁振动等所附加的噪声。机构不同的内燃机,随着汽缸数、燃烧室形状、燃料种类、内燃机转速等的不同,其排气噪声将会有不同形状的频谱。同一类型的内燃机的频谱大体上相似,多缸机和单缸机的频谱则有不同的特征。

5.3 常用消声器的分类和结构形式

消声器是由一种或几种不同的消声器单元组成的,种类和结构形式很多。消声器单元按消声原理一般可以分成阻性、抗性、阻抗复合式和微穿孔板消声器。

(1) 阻性消声器。阻性消声器是利用吸声材料消声的。把吸声材料固定在气流通道内壁或按一定的方式在管道中排列起来,声波在衬有吸声材料的管道中传播时,吸声材料耗损部分声能,从而达到消声效果。阻性消声器具有结构简单、中、高频消声效果好等优点。

(2) 抗性消声器。抗性消声器主要是通过控制声抗的大小来进行消声的。与阻性消声器不同,它不使用吸声材料,而是利用管道中的截面积突变,使声音传播中形成声阻抗的不匹配,部分声能反射回声源,从而达到消声的目的。抗性消声器的消声频带较窄,在中、低频消声效果较好,高频消声效果较差。

(3) 阻抗复合式消声器。阻抗复合式消声器是把阻性与抗性两种消声原理,通过适当结构复合起来而构成的。

(4) 微穿孔板消声器。微穿孔板消声器是由孔径不大于 1mm 的微穿孔板和孔板背后的空腔所构成,其主要特点就是穿孔板的孔径减小到 1mm 以下,利用自身孔板的声阻,取消了阻性消声器穿孔护面板后的多孔吸声材料,使消声器结构简化,兼有抗性与阻性的特点,并且具有适用风速较

高、抗潮湿、耐高温等优点。

5.4 消声器的设计步骤

排气消声器的具体设计,应根据不同的内燃机特点和现场条件进行,一般设计步骤如下:

(1) 测量内燃机排气噪声的频谱特性。

(2) 确定整机噪声控制标准的 A 声级 L_A ,利用噪声评价数 $NR=L_A-5$,将 A 声级换算成容许的 NR 数。

(3) 依据 NR 的相关资料, NR 曲线上对应容许 NR 数的声压级与排气噪声倍频程频谱各中心频率上噪声声压级相差的数值,为在相应中心频率上必需的消声量,即消声器必需消声量的频率特性。

(4) 根据消声器必需消声量的频率特性,选定消声器种类,设计消声器长度和截面积。

(5) 对消声频率范围进行验算。

(6) 进行图纸设计、制造和试验测定,并进行改进完善。

为了保证消声器有良好的空气动力性能,消声器通道内的流速不宜很高,否则会产生较强的再生噪声。

5.5 消声器设计验证应考虑的主要因素

(1) 消声量。

(2) 发动机功率损失比。

还可以用压力损失来评价消声器的空气动力性能。压力损失一般用消声器入口和出口的全压差来表示。压力损失越大,消声器消耗内燃机功率也越大,同时也将造成排气背压、排气温度的升高。

6 联轴器

联轴器是连接内燃机轴和发电机轴的一种装置,具有补偿两轴相对位移、缓冲和减振等功能。

6.1 常用联轴器的结构形式

(1) 三角传动带传动。8kW 及以下的小型内燃发电机组多采用三角传动带传动,主要由小带轮、大带轮和传动带组成。

1) 优点。中心距变化范围比较广、结构简单、传动平稳、能缓冲;可起到安全装置作用;制造成本低。

2) 缺点。传动比不能严格得到保证;传动带松(打滑)后严重影响电气性能;外廓尺寸大;寿命不长(通常为 $500\sim 3000\text{h}$);传动效率低。平传动带传动效率 $\eta=0.92\sim 0.98$;三角传动带传动效率 $\eta=0.9\sim 0.94$ 。

(2) 弹性联轴器片。单轴承结构发电机和内燃机常用弹性联轴器片连接。容量为 1000kVA 以下的发电机,一般都具有单轴承结构,单轴承发电机的接口符合国际 SAE 标准,发电机提供配 SAE 飞轮壳的法兰接口及与内燃机相配的弹性联轴器片,专用联轴片钢板用螺栓连接在发电机轴上,靠近联轴器片圆周上有同内燃机飞轮上螺孔相对应的安装孔,联轴器片的外径同飞轮凹止口相配。

弹性联轴器片的特点如下:

1) 内燃机和发电机可直接对接,无需设计其他件,降低了机组成本。

2) 弹性联轴器片与飞轮配合公差精度较高,发电机的 SAE 法兰接口止口尺寸同内燃机飞轮壳止口互相匹配,同心度可得到保证。

3) 同功率的发电机长度尺寸较小,从而缩短了机组长

度尺寸。

联轴器片同飞轮的连接建议采用 8.8 级强度螺栓及硬垫圈,不要采用弹簧垫圈,弹簧垫圈会引起应力上升,从而导致联轴器片损坏。

(3) 弹性套柱销联轴器。双轴承结构发电机和内燃机常用弹性套柱销联轴器连接。弹性套柱销联轴器主要由内燃机飞轮(半联轴器)、发电机端半联轴器、弹性套、挡圈、柱销等组成。发电机输出端配有标准的法兰止口,内燃机配有标准的飞轮和飞轮壳。

弹性套柱销联轴器的特点如下:

- 1) 结构比较简单,制造容易,安装方便。
- 2) 联轴器组件较多,机组成本高。
- 3) 同功率发电机双轴承较单轴承结构长,机组较长。
- 4) 扭矩范围为 $6.3 \sim 1.6 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

6.2 联轴器的选型

对弹性联轴器片,只需对内燃机和发电机厂家提供的标准接口进行核对,无需再进行联轴器片的设计。而对于三角传动带传动和弹性套柱销联轴器,必须根据负荷情况、计算扭矩、轴端直径、工作转速来进行联轴器的选型。

7 发电机组底盘

机组底盘主要用来固定内燃机和发电机。

7.1 机组底盘设计主要考虑的因素

(1) 机组底盘必须具有一定的刚度,保证机组组装、起吊、叉车搬运和撬动时底盘不发生永久性变形。

(2) 机组底盘必须具有一定的强度,特别是底盘上的吊耳、叉车用插槽的强度要保证起吊的安全性。

(3) 为满足用电设备系统对振动的要求,或为了降噪的需要,在进行机组底盘设计时对机组的振动要特别注意,要对发电机组进行高效的隔振处理。

(4) 通用性强,对于批量生产的机组底盘,因机组的使用环境不同,用户往往要对机组进行改造,在设计机组底盘时,需要考虑用户改造的方便性。

(5) 结构设计合理,工艺性好,便于制造,并使内燃机和发电机安装、调整、修理和更换都方便。

(6) 底盘要求外形美观;特殊情况下,应满足防腐蚀及特定环境的要求;质量轻,材料选择合理,成本低。

7.2 机组底盘附件的设置

机组底盘设计时除具备一定的刚度和强度外,还需进行隔振设计,起吊、搬运方式设计,考虑是否设置油箱及其他附件。

(1) 隔振器设置。为满足整个用电设备系统对振动的要求,在进行电站设计时对电站的振动要特别注意,必须对发电机组进行高效的隔振处理。隔振器的设置一般有两种:①内置式,即在底盘与内燃机、底盘与发电机之间安装有减振器,在机组与基础之间一般不需要再进行隔振处理;②外置式,即底盘与内燃机、底盘与发电机之间采用刚性连接,在底盘与基础的连接处需要加装隔振器。

选择隔振器时主要考虑以下几个要素:

1) 阻尼对共振点附近的振幅控制是有效的,但在减振区域内是没有效果的,发电机组在开机和停机的过程中有两次要经过共振区,需避免出现过大的振动位移,一般阻尼比 ζ 取 $0.06 \sim 0.10$ 。

2) 根据机组隔振器设置数量和机组质量设计隔振器的额定载荷,对车载式机组必须考虑安全系数。

3) 机组常用减振器有 E 型、J 型等,各种减振器的手册和样本一般都标明额定负载、阻尼系数两个参数,设计时可以根据振动系统的实际情况进行选型。

(2) 油箱的设置。一般情况下,底盘上都设有燃油箱。有的燃油箱与机组底盘成一体化;有的燃油箱自成一体,内置在底盘中间。燃油箱根据配置不同,带有机械式或电子式液位指示,另外设有油箱维护清洗排放口。

(3) 起吊和搬运方式的设置。有些机组底盘内置叉车插槽,有些设有吊运专用孔,有些设有吊装专用吊耳。

(4) 其他。设计时应考虑控制柜的安装、抗振和操作方便;应考虑机组蓄电池的安装和固定;对有防护要求的机组,应考虑整机防护罩或整机防护隔音罩的安装,并进行底盘的封闭设计。

7.3 机组底盘的设计步骤

(1) 根据机组底盘设计的主要技术要求,确定底盘结构。

(2) 根据内燃机和发电机厂家提供的配合安装尺寸,计算内燃机和发电机安装支腿的高低尺寸和轴向尺寸,建立尺寸链。

(3) 机组底盘主梁一般为槽形梁,便于底盘的固定。强度和刚度设计一般采用类比设计和经验设计,要设计质轻、强度和刚性好的结构。还需使用有限元法进行强度校核,通过优化设计、分析,改善结构的整体刚度,并经试验验证。

8 电站舱体及安装

有要求时,电站应配置舱体,一般主要用于人员、发电机组、及环境的防护。

8.1 舱体设计应考虑的主要因素

主要从外观、结构尺寸、质量、各配套设备的布置、操作人机工程、维护维修保障,发电机组的通风散热、防护特征、装配工艺等因素考虑舱体的设计。

(1) 对汽车电站和挂车电站,外形尺寸应符合 GB 1589—2004《道路车辆外廓尺寸、轴荷及质量限值》的规定,即总高:4m(铁路限界的除外);总宽(不包括后视镜):2.5m;总长:12m。

(2) 有铁路运输要求时,电站总高度不应超过铁路限界的有关规定;公路运输的电站则可到 3.5m 或 4m。

(3) 应考虑“三化”要求,对电站的舱体尺寸、门、窗、孔口应尽可能采取统一形式,采取标准尺寸。

(4) 汽车电站舱体地板外表面高度(H)取决于下列参数:车轮半径 r_d ,后桥壳高度 k 以及包括悬架压缩动挠度、缓冲块压凹后的附加挠度与地板厚度在内的 c 值参数。轮胎处的地板外表面高度(h)取决于轮胎的弹跳距离。

(5) 舱体内表面与内装设备之间的间隙约为 30mm,舱内维修和通道宽度一般为 420~650mm。

8.2 舱体结构形式与设计要点

舱体结构分为方舱式和车载式两类。车载式按承载形式又分为非承载式、半承载式和承载式三种结构;按舱体结构分为板式车厢和骨架式车厢。

(1) 方舱舱体。一般标准方舱舱体有标准角件(8个)、滑橇,内外尺寸、门窗孔口尺寸结构按相应方舱标准规定。

尺寸有2, 3, 4, 5, 6m几种。

(2) 非承载式舱体。舱体通过多个橡胶衬垫沿车身总长安装在车架上, 靠螺栓与底盘车架相连。载荷主要是由汽车底盘车架来承载的, 舱体只在很小程度上承受由于车架弯曲和扭转所引起的载荷。

(3) 半承载式舱体。舱体与底盘车架刚性相连, 舱体也参与承载。这时底架强度和刚度可以适当减轻。

(4) 承载式结构。也称为无车架式结构, 电站舱体设计中应用较少。

(5) 骨架式结构。骨架由抗扭刚性很高的异型钢管构成, 外蒙皮为薄钢板或铝板, 可以采用张拉蒙皮。

(6) 大板式舱体结构。大板式舱体是由预先制好的六块夹层复合板拼合而成, 周边用型材作加强和连接件用, 大板内没有完整的框架构件, 承力靠大板本身, 结构简单, 整体受力性能较好。

8.3 舱体造型设计

舱体造型除了满足电站整体造型美观外, 还必须具有良好的空气动力性能, 必须选择合理的舱体外形以尽量减少空气阻力, 降低发动机的燃油消耗率。

舱体造型的内容分为外观和内饰两部分。自20世纪60年代开始, 电站舱体外形上的重要特征是大圆角舱体。到了80年代初出现了大平正方形的盒形结构, 这种形式既可增大舱内空间, 而且成型工艺简单、便于改型, 另一方面与舱体的形体轮廓比较协调, 增加了整体感。在舱体内饰材料的选择上, 除隔热、吸声、防护等功能要求外, 还应考虑它们的质感、色彩对人产生的心理影响, 尤以色彩无刺激、表面不反光为主。控制仪表板只宜用低明度、低纯度、弱对比的色彩, 如带灰色基色的浅欧灰、深灰等为宜, 要给操作人员以柔和舒适的感觉, 而且使其能够集中精力, 安全操作, 减轻劳动疲劳。

8.4 舱体与运载体的连接

(1) 舱体连接件的设计。一般舱体与运载体(如汽车底盘)可靠固定, 都需要在舱体底架加附加车架, 它起到一个安装架的作用。对于附加车架的设计要求是:

1) 附加车架和底盘车架应具有相近的材料强度(厚度)和翼缘宽度。

2) 纵梁应该保证平直, 并能够很好地贴合在运载底盘车架纵梁的上翼缘上。

3) 对非承载车身结构, 舱体与运载体的连接方式必须为非刚性的连接方式。

4) 如果舱体结构的底架能够承担附加车架的功能, 可不使用带通长纵梁的附加车架。

(2) 舱体与运载体的连接方式。紧固连接方式影响车辆的可靠性和安全性, 应特别重视。连接时要注意对舱体纵梁进行横向和纵向的定位。

纵向定位多采用骑马螺栓方式固定(用双螺母锁紧), 横向定位采用防撬板和导向板连接方式等几种连接形式。

(3) 骑马螺栓连接的设计要求。

1) 舱体与运载体连接可用多组骑马螺栓连接, 头一对骑马螺栓应与附加车架的前端相距250~300mm。

2) 可用铝制或可锻铸铁制的垫板。

3) 连接用骑马螺栓不能贴住纵梁。

(4) 防撬板连接方式的设计要点。底盘和舱体用防撬板连接, 在连接螺栓拧紧后要具有一个5mm的间隙, 用垫板

可调整间隙, 且螺栓拧紧后, 不能使附加车架发生扭曲。

8.5 舱体门、孔口结构设计

舱体门、孔口结构设计必须遵循密封性原则。

(1) 密封性设计。一般的密封措施是采取密封条, 密封条截面形状对密封性有较大影响, 密封条一般选用弹性橡胶或海绵橡胶。密封条的装配方法有橡胶密封条嵌入式和黏结式两种, 前者是将密封条嵌入到止口中, 后者是用黏结剂进行直接黏结。

(2) 门框强度设计。门窗、孔口部位是强度、刚度较弱的部位之一, 因此设计时要考虑门框、窗框、孔口框梁的强度设计及校核, 即框梁刚度、强度能否满足其承受载荷时对竖梁造成的扭转。在门窗孔口框梁中以铰链固定一侧的梁受力条件最为恶劣, 应重点计算其结构强度及本身变形。

(3) 运动轨迹校核。必须做出门窗等的运动轨迹图, 轨迹与门框不发生干涉碰撞。

(4) 门体强度和刚度计算。车门是靠铰链悬挂在门框上的, 整个车门的质量及作用在车门上的力, 主要由铰链支承。铰链应有足够的强度和刚度, 应对门铰链的受力进行分析并对其强度和刚性进行计算和校核。

8.6 舱体基础件选型和设计要求

基础件主要包括铰链、门锁、通风窗、弹簧支承、示廓灯、侧标志灯、反射器、牌照灯、舱内照明灯等。选择这些基础件的首要条件是生产厂家的产品必须经过了国家相关检测认可, 满足GB 7258—2004《机动车运行安全技术条件》和各自基础件制造的国家标准; 其次选型要与舱体整体协调, 增强美感。

9 运载体

运载体有汽车底盘和挂车底盘, 以下统称为底盘。

9.1 运载体选型设计应考虑的主要因素

(1) 载质量。根据电站机组、舱体、附属设备等的质量值选择底盘, 底盘的载质量必须大于整个电站的质量, 且留有5%左右的裕量。

(2) 前后桥载荷。在满足电站载质量的前提下, 还需计算电站总质量对底盘前后桥的轴荷分配是否合理, 是否在底盘允许的轴荷范围内, 以及前后桥轴荷比例是否满足底盘要求。

(3) 底盘的车架尺寸。在载质量、轴荷分配合理的情况下, 由电站总体设计尺寸来决定车架的可用改装长度, 从而确定底盘。

另外, 在选型底盘时还需综合考虑电站越野性、排放要求、性价比、美观协调等方面的因素, 权衡利弊, 作出选型。

9.2 底盘车架改装要点和要求

(1) 如需加长底盘轴距和加长车架时, 加长部分的材料和尺寸应与原底盘车架相符。

(2) 在更改轴距和车架时, 可安置内侧或外侧加强角钢。加强角钢用螺栓连接或铆接, 并与纵梁上下翼缘的端面接齐。加强件可以是U形或角形, 且必须超出加长接口处前后各500mm, 加长后的尾横梁与原后尾梁间距至少350mm。

(3) 为了保持底盘车架和副车架的强度, 原则上不允许

任意地进行开孔加工,如必须,则需注意:

1) 严禁在车架大梁和附加车架的安装表面(上下面)开口、切口和焊接加工。这些往往是造成车架折损、破坏或形成龟裂的原因。

2) 在车架梁腹面(侧面)进行开口加工时,孔边缘距上下面的距离:大型车为50mm以上,中型车40mm以上,小型车30mm以上。

3) 孔和孔的间距:大型车约70mm,中型车约60mm,小型车约50mm。

4) 原来已经安装U形螺栓的孔,也必须注意铆钉孔之间的距离。

5) 钻孔时其孔的尺寸如下:大型车约15mm,中型车约13mm,小型车约12mm。

(4) 底盘车架纵梁的上下翼缘上不允许进行焊接。

(5) 避免在弯曲半径范围内有焊缝,焊缝距外棱边的距离应为30~40mm。

(6) 焊接时的注意事项。

1) 使用石灰碱外皮的干燥电焊条,焊条直径2.5mm。

2) 每毫米焊条直径最大电流为40A。

3) 焊接方向原则为由下向上。

4) 使用保护气焊时,焊丝直径为1~1.2mm。

5) 焊接材料必须具有至少与被焊材料相同的屈服极限和抗拉强度。

9.3 安装件及附加装置(挡泥板、备胎、侧防护、后防护)

(1) 在车架上的固定。在车架上固定安装件和附属装置应该遵循以下要求:

1) 使用螺栓固定时,必须选用10.9级、螺距1.5mm的高强度螺栓,同时固定孔处必须与螺栓的光杆部位接触,

不能与螺纹接触。

2) 尽量利用已有的孔。

3) 螺栓数量要与安装件质量造成的负载相配。

4) 将支架和装置安装在接近横梁处。

(2) 挡泥板安装。挡泥板与轮胎的间距,要保证安装防滑链(雪地)后及板簧弯曲挠度最大时(或发生扭曲时)仍足够大,能保证行车安全。

(3) 备胎。备胎可安装在车架下方或车架侧面,或车身上部装置上,安装后要易拆装、易操作、防丢失。安装到车架尾部时不能影响汽车的离去角。

(4) 侧面及后下部防护装置。对于允许总质量大于3500kg的车辆(即N₂、N₃、O₃、O₄类车辆),要安装侧面及后下部防护装置。

详细设计参数按照GB 11567.1—2001《汽车和挂车侧面防护要求》和GB 11567.2—2001《汽车和挂车后下部防护要求》的要求。

9.4 电气装备改制

(1) 附加电气装置。附加电气装置时,要注意以下事项:

1) 示廓灯、侧标志灯等的电压要与底盘电气系统电压一致,即12V或24V。

2) 在具有24V电气装置的车辆上使用12V的电气装置时,必须使用变压器,电流消耗只与一个电瓶连接是不允许的。

(2) 电缆的连接。加长电缆时要注意以下事项:

1) 使用与原车相同截面和相同颜色的电缆。

2) 电缆外面套上绝缘软管。

3) 电缆接头必须采用原装或原厂接头。

4) 电缆必须与底盘可靠固定,不能在行车时自行脱落。

第4章 内燃机电站的使用与维护

1 使用方法和要求

1.1 安全要求

(1) 在使用和维护电站之前必须认真阅读电站的使用维护说明书。

(2) 电站需停机排除故障或进行清洁维护时,首先要断开或拆下内燃机的启动电瓶上的负极接线。

(3) 电站应选择在通风良好、路基平整的地点,周围要留有足够的空间,并且要远离易燃易爆等危险物品。

(4) 电站工作时排出的气体含一氧化碳,这种气体对身体有害。在户内使用电站时,必须有管道将废气排出户外。

(5) 内燃机用燃油易燃烧,汽化后易爆炸,因此严禁在有燃油泄漏时启动电站,且不得在现场点明火。易引火的其他油类及沾有油的擦布等物品也不要放在电站附近。

(6) 内燃机运行时,内燃机体、消声器和排烟管等部位很热,切勿接触这些部位。

(7) 电站运转部位的防护罩松动时严禁启动电站。电站运行时严禁在运转部位的防护装置附近进行维修。

(8) 在机器旁工作时要穿上工作服,戴上安全帽,不能佩戴项链、手镯或其他可能被挂住的物品。

(9) 查看或添加冷却液时要待冷却液完全冷却后再拧开散热器盖,以免被散热器中的蒸汽烫伤。

(10) 内燃机运行时不能拔出机油油尺。

(11) 为了防止触电或短路发生,切勿在发电机运转时用湿手触摸。

(12) 电站应按规定进行接地,接地电阻要求不大于 50Ω 。

(13) 移动电站,采用中性点绝缘方式,要求电站的外壳接地。固定式安装的电站最好按电力网安全保护要求,采用发电机中性点接地方式,而负载采取接零保护方式。

(14) 切勿在内燃机启动时将工具及物品放置在发电机组上。

(15) 所有电气设备要保持干燥和清洁,电气节点要保持紧固,对绝缘破损的导线要及时更换。

1.2 运行前的准备要求

(1) 根据电站使用的环境温度,选用适当规格的机油。机油必须清洁,防止杂质进入机油。不同牌号的机油不要混合使用,否则会降低润滑性。

(2) 检查润滑油面,加注润滑油应达到规定的油面要求。

(3) 要根据季节不同使用相应规格的内燃机用燃油。不要使用变质或经混合的燃油。为防止运行中溢出,加入燃油量约为燃油箱容量的90%。加油时溅出的燃油要立即擦净并充分干燥后,再启动电站。

(4) 检查水箱中冷却水液面高度,必要时添加。应注意检查冷却水箱、管接处的渗漏,并及时给予排除。加水后,应拧紧散热器水箱盖,否则可能被喷出的热水烫伤。加水时切

勿在未冷却的内燃机加入大量冷水,以防对内燃机造成严重破坏,推荐使用防冻液。

(5) 蓄电池初次使用时,应进行充电。充电电流、充电时间和加注电解液按蓄电池的使用说明书的相应要求确定。

(6) 电站的启动蓄电池一般采用负极搭铁形式。

(7) 若电站长期停放未用或严重受潮,应检查发电机和与其连接的电气回路的绝缘电阻。用500V绝缘电阻表测量,其绝缘电阻应不小于 $0.5M\Omega$,否则应采取烘干措施,恢复正常后才能使用。

(8) 检查所有电气节点有无松动现象,发现有松动点要及时紧固。

(9) 检查各电气仪表、开关是否完好,电站开机前各开关必须处于初始位置。

(10) 检查机组各连接部位是否牢固可靠,供油、回油管道各接口是否松动及漏气情况。

1.3 启动和停机要求

1.3.1 常温启动

电站在常温(柴油电站不低于 5°C ,增压柴油电站不低于 10°C ,汽油电站不低于 -10°C)下启动后,一般在空载工况下运行2~15min,使进、出水温达到正常后,再逐渐增加负载。

1.3.2 低温启动

在低温(-40°C 或 -25°C)环境条件下,通常有低温启动装置:预热塞、水套预热器(有市电时)或乙醚喷射装置。在电站启动前应预先对内燃机的润滑及冷却系统预热,以减小内燃机的机械磨损和机械应力,保证内燃机的顺利启动。

1.3.3 停机

(1) 停机前应逐渐卸去负载,使内燃机在空载工况运行一段时间,当内燃机的油温、水温或缸温(风冷内燃机为缸温)降到 60°C 左右时,关断电站启动开关,内燃机的供油将切断,电站停机。

(2) 电站通常设有紧急停机按钮,遇到下述情况时应立即按下紧急停机按钮:

- 1) 机油压力突然下降。
- 2) 内燃机出现不正常声音。
- 3) 内燃机飞车。
- 4) 内燃机温度急剧上升。
- 5) 内燃机管路断裂。
- 6) 电站使用现场出现燃爆事故。

1.4 运行要求

1.4.1 磨合期

新的内燃机应有一个磨合期。磨合期间,不应满负荷运行,一般应低于额定负荷的70%,累计工作时间约50h。磨合期后应更换内燃机油底壳内的润滑油,清洗机油滤清器、燃油滤清器。还应检查汽缸盖螺栓及其他连接螺栓的紧固情况。

1.4.2 运行监视

电站在运行过程中，应监视其工作情况。

(1) 经常观察指示灯和各种仪表的指示，仪表指示数值应在规定的范围内。

(2) 注意观察排气的烟色，正常情况下是无色或很淡的灰色。

(3) 密切注意机组各处的连接与固定情况，有无松动和剧烈振动。尤其要注意运动机件的运转情况。

(4) 检查机组油路、水路和电路各处的连接与固定情况，有无漏油、漏水、漏气和漏电现象。

(5) 在电站运行过程中，注意听有无金属敲击声或摩擦声、松动或其他不正常的声音。

(6) 注意闻有无烧焦的气味。

1.5 故障原因及排除方法

分析判断故障的一般原则是：结合构造、联系原理；弄清现象，联系实际，从简到繁，由表及里；按系分段，推理检查。

1.5.1 内燃机故障

(1) 启动困难或不能启动故障。见表 14.4-1。

表 14.4-1 启动困难或不能启动故障

故障原因		排除方法
启动 转速低或不能驱动旋转	蓄电池电压不足	蓄电池充电
	电路不通	检查线路，将松动点或断点接好
	电瓶线太细太长，电压降大	更换电瓶线
燃油系统不正常	燃油箱内燃油用完	添加燃油
	燃油滤清器堵塞	清洗滤清器的滤芯
	燃油系统有空气	排放空气后紧固油管接头
	喷油泵柱塞断裂或咬死	更换喷油泵分配器部件
	喷油泵平面凸轮上传动销断裂	更换平面凸轮上传动销
	喷油泵内泄油环咬死	更换喷油泵分配器部件
	喷油泵电磁阀线圈损坏	更换电磁阀
	喷油嘴喷雾质量太差	更换喷油嘴偶件
	高压密封面漏油	更换喷油器总成
	喷油压力太高或太低	调整喷油器喷油压力

(2) 排气烟色不正常故障。见表 14.4-2。

表 14.4-2 排气烟色不正常故障

故障原因		排除方法
排烟 过量	燃油滤清器受影响	更换燃油滤清器滤芯
	喷油器油嘴偶件工作不正常	清洗、修复或更换喷油嘴偶件
	喷射正时不好	调整喷射正时
排气 冒黑烟	负荷过重，循环供油量过多	调整负荷，使之在规定范围内
	燃油质量太差	按规定要求，选用合格燃油
	空气滤清器或进气道部分堵塞	清洗空气滤清器和进气道
	喷油太迟，部分燃油在排气过程中燃烧	调整喷油器喷油正时
	喷油泵各缸供油不均匀	调整各缸供油量
	气门间隙不准确，气门密封不良	检查并调整气门间隙，消除缺陷

续表

故障原因		排除方法
排气 冒白烟	燃油内有水	更换燃油
	汽缸内渗入水分	检查汽缸盖垫片，及时排除水分
排气 冒蓝烟	油底壳机油太多，机油压力过高	放掉多余机油，减小机油压力
	活塞环磨损过大，或因积炭弹性不好，机油窜入燃烧室	清洗或更换活塞环
	汽缸与活塞之间的间隙太大	更换汽缸或活塞
	汽缸盖处回油不畅，机油沿气门杆漏入汽缸内	疏通机油回路

(3) 燃油消耗过量故障。见表 14.4-3。

表 14.4-3 燃油消耗过量故障

故障原因	排除方法
燃油泄漏	检查油管及接头，必要时更换油管
怠速过高	调整怠速
喷射正时不好	调整喷射正时
喷油器油嘴偶件工作不正常	清洗、调整喷油嘴偶件

(4) 突然停机故障。见表 14.4-4。

表 14.4-4 突然停机故障

故障原因	排除方法
严重超载，使内燃机憋死	减小负载
充电发电机故障，导致电瓶电压低于供电电磁阀的维持电压	检查充电发电机线路或检修发电机
燃油箱内燃油用完	加燃油
喷油泵电磁阀断线	检查、更换线路
燃油油路堵塞	检查清洗油路
喷油泵柱塞卡死	拆检修复
喷油泵柱塞弹簧断裂	送修理站修复
油管破裂或接头松脱	更换油管，旋紧接头
进气管或空气滤清器堵塞	检查、清洗进气管或空气滤清器
机油压力过低	检查油压降低原因并排除故障

(5) 工作不稳定故障。见表 14.4-5。

表 14.4-5 工作不稳定故障

故障原因	排除方法
燃油供给系统内有空气	排去空气，对泄漏处排除故障
燃油中含有水	更换合格燃油
喷油泵各缸供油不一致	对喷油泵进行调整
喷油泵调速杆不灵活或磨损	检查并排除卡滞现象
喷油泵喷雾不良或针阀卡住	检验，更换喷雾不良的喷油泵
调速弹簧变形	更换调速弹簧
调速器固定螺钉松动	检查并拧紧螺钉

(6) 功率不足故障。见表 14.4-6。

表 14.4-6 功率不足故障

故障原因	排除方法
空气滤清器堵塞	清洗空气滤清器
进气管太脏, 进气阻力大	清洗进气管
燃油滤清器滤芯太脏, 供油不畅	清洗或更换滤芯
燃油管路阻塞, 供油不畅	检查、清洗燃油管路
燃油泄漏或燃油系统进入空气	重新拧紧, 排除燃油系统内的空气

(7) 内燃机过热故障。见表 14.4-7。

表 14.4-7 内燃机过热故障

故障原因	排除方法
散热水箱中缺水	检查水位并补充加足
水管中有空气形成气塞	排除管路中的空气
冷却系统中水垢厚, 散热不良	清除水垢
风扇传动带断或松弛而打滑	更换传动带或调整传动带张力
冷却系统中水路信道堵塞	疏通水路
节温器损坏	更换节温器
内燃机长时间超负荷运行	降低负荷

(8) 机油压力不正常故障。见表 14.4-8。

表 14.4-8 机油压力不正常故障

故障原因	排除方法
机油压力表损坏	更换压力表
油底壳内油面过低	添加机油至规定油面
机油中有水或燃油, 黏度过低	检查并排除故障后更换机油
油管破裂, 铜接头松动而漏油	更换油管, 拧紧铜接头
机油泵齿轮磨损严重	更换新泵
机油滤清器太脏	清洗或更换机油滤清器、滤芯
机油机滤器或吸油管堵塞	拆检清洗
机油泵间隙过大	检查修理
机油冷却器堵塞	拆检清洗
机油泵限压阀调整不良, 回油不畅	检查并调整
气温过低, 机油黏度过高	更换规定牌号的低温机油

(9) 运转时振动加剧故障。见表 14.4-9。

表 14.4-9 运转时振动加剧故障

故障原因	排除方法
内燃机曲轴与发电机不同心	检查并重新调整
内燃机与发电机之间的紧固螺栓松动	检查并紧固
各缸喷油量不均匀	检查并调整各缸喷油量和喷油提前角
各缸喷油压力不一致	检查并调整喷油器
各缸压缩比不一致	检查并调整各缸压缩余隙高度
活塞与汽缸套间隙过大	更换活塞环或缸套
连杆轴承太松	检查连杆轴承, 必要时更换
曲轴滚柱轴承过紧	检查有响声的滚柱轴承并更换
主轴瓦和连杆轴瓦间隙过大	更换主轴瓦、连杆轴瓦, 保持规定径向间隙
齿轮磨损过多, 齿隙过大	调整齿隙, 视磨损程度更换齿轮
活塞碰气门	调整气门间隙
气门弹簧折断, 气门挺杆弯曲, 推杆套筒磨损	更换配件, 调整气门间隙

1.5.2 发电机故障

发电机故障见表 14.4-10。

表 14.4-10 发电机故障

	故障原因	排除方法
发电机不发电	转速低于自激转速	提高转速
	旋转整流桥击穿短路或断路	更换整流桥或重新接线
	励磁绕组短路或断路	测量励磁绕组, 更换绕组或重新接线
	接线松动或电压调节器故障	紧固电压调节器上的接线或调整
发电机电压调不上去	转速太低	调整转速使之达到额定转速
	励磁电流过小	检修电压调节器
	电压表不准, 发电机实际电压高于电压表指示数值	检修或更换电压表
	调压电阻阻值太大	减小调压电阻阻值
发电机电压不稳	电压调节器故障	调整或更换电压调节器
	电压整定电位器接线松动	紧固接线
发电机过热	超负载或三相负载不对称	检查各相负载电流, 减小负载, 不能长期超载或严重不对称运行
	磁场或电枢线圈存在短路现象	检修短路线圈
	通风道阻塞或风扇损坏	用压缩空气吹净发电机内部, 尤其是风道必须顺畅, 若风扇损坏, 应检修或更换
	磁场铁芯松动	紧固铁芯, 检修轴承磨损情况
轴承过热	轴承安装不正确, 磨损严重	更换新轴承, 使之配合良好
	润滑脂太脏或质量不好	清洗轴承, 添加符合规格的润滑脂
绝缘电阻过低	发电机线圈受潮	烘干线圈
	发电机线圈之间绝缘破损	检修线圈

1.5.3 控制系统故障

控制系统故障见表 10.4-11。

表 14.4-11 控制系统故障

	故障原因	排除方法
电表无指示	发电机不发电	见表 14.4-10
	仪表损坏	查明原因并更换仪表
	熔丝熔断	查明原因并更换熔丝
	电路断路	找出断路处并重新接线
电路的接点或触点过热	接点松动, 接触不良	紧固接头
	触点烧伤	用很细的砂布擦修触点, 并调整触点位置使之接触良好, 或者更换组件

续表

故障原因		排除方法
接地的金属部分带电	接地不良，绝缘电阻过低	发电机或控制系统受潮，烘干处理
	接地不良，发电机引出线碰机壳或线路碰地	使引出线或线路绝缘良好
	控制系统组件损坏后碰地	查明原因后更换受损组件
继电器或接触器过热甚至烧损	接线错误	检查线路并正确接线
	组件内部进入异物，有卡滞现象	清除异物，必要时更换新组件
控制系统的导线发热严重甚至烧损	控制系统线路存在短路点	查明原因，排除故障点并更换导线
	导线线径偏细，环境温度升高后导线发热严重	更换截面积较大的导线

2 电站定期维护保养

(1) 电站月维护。一般每月一次，或者在电站运行工作

累计 200~250h 后进行以下工作：

1) 对电站总体进行一次彻底的清洁工作，要求整体任何地方都无油垢、无灰尘、无杂物，包括备、附件和工具的擦拭和加油保管。

2) 对电站总体进行一次全面的检查，各电气连接部位应正确、紧固、接触良好，布线应整齐。各机械连接部位应正确、牢固，尤其要注意转动机件的固定情况和地脚螺栓。检查各种保护装置的有关设备是否完好，保护动作是否可靠。消除发现的故障和不正常现象，预防接触不良、短路或断路等事故的发生。

3) 根据电站的使用要求和气候等自然环境条件的变化，适时地做好防护措施。如在冬季时，应及时换用防冻油料和冷却液；夏季时，应加强防晒和散热措施；雨季时应注意防潮。

(2) 电站年维护。年维护每年一次，是对电站的各个部分进行全面的清洗、检修、调整、修理或更换不合要求的零部件。

(3) 内燃机的维护保养。内燃机的维护保养一般按累计工时确定保养工作的内容，一般分为三级技术保养：日常维护（每班工作后）、一级技术保养、二级技术保养。各级技术保养的内容，可根据具体情况参考内燃机手册采用合适的保养措施。

(4) 发电机的维护保养。发电机的维护保养主要侧重在电气部分，一般分为日常维护和定期保养。定期保养又分为季保养和半年保养，季保养在每季度或累计工作 300~500h 后进行；半年保养每半年左右进行一次。电站的电气控制设备，除各自有特殊要求外，一般也可以参考这种维护保养方法进行。各级保养的内容，可根据具体情况参考发电机手册，采用合适的保养措施。

参 考 文 献

- [1] (美)JM Juran. 朱兰论质量策划. 杨文士, 等, 译. 北京: 清华大学出版社, 1999.
- [2] 蒋德明, 等. 内燃机原理. 2 版. 北京: 中国农业机械出版社, 1988.
- [3] 姜景德, 等. 内燃机构造. 北京: 中国农业机械出版社, 1981.
- [4] 陈应芳. 电源车辆性能. 兰州: 甘肃科学技术出版社, 1995.
- [5] 刘同忠. 柴油发电机组的使用. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [6] 赖广显, 叶大贵, 等. 新型柴油发电机组. 北京: 人民邮电出版社, 1999.
- [7] 黎志勤, 黎苏. 汽车排气系统噪声与消声器设计. 北京: 中国环境科学出版社, 1991.
- [8] 宫镇. 拖拉机噪声. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [9] 郑长聚. 环境工程手册: 环境噪声控制卷. 北京: 高等教育出版社, 2000.
- [10] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [11] 徐灏. 机械设计手册: 第四卷. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [12] 机械电子工业部. 电气传动自动化技术手册. 北京: 机械工业出版社, 1992.

第 15 篇 电站环保技术

主编单位：上海发电设备成套设计研究院

浙江大学机械与能源学院

主 编：徐洪海 池 涌

编写人员：陆胜勇（浙江大学机械与能源学院）

王 飞（浙江大学机械与能源学院）

金余其（浙江大学机械与能源学院）

马增益（浙江大学机械与能源学院）

高 翔（浙江大学机械与能源学院）

周 昊（浙江大学机械与能源学院）

陶邦彦（上海发电设备成套设计研究院）

刘仲儒（中国电能成套公司）

第 1 章 概 述

在我国的各种能源中，煤炭的蕴藏量是最为丰富的。我国是世界上少数几个以煤炭为主要能源的国家之一。2006 年我国生产原煤 23.8 亿 t，燃煤电厂发电及供热消耗原煤约 13 亿 t，占 54.6%。我国环境保护形势十分严峻，大量煤炭燃烧产生的二氧化碳、二氧化硫和烟尘排放加重了大气环境污染，扩大酸雨面积，造成一系列生态保护问题。联合国开发计划署（UNDP）公布的全球 20 个空气严重污染的城市，我国占 16 个。我国还是世界三大酸雨区之一，酸雨面积约占国土面积的三分之一，对工、农业生产的发展和人民生活环境造成严重威胁。

1 我国火力发电厂的环境保护

1.1 火力发电厂污染现状

到 2006 年底，全国发电装机容量达到 6.22 亿 kW，其中火电装机 4.84 亿 kW，占 78.22%；发电量 28 344 亿 kWh，其中火电发电量 23 573 亿 kWh，占 83.17%。2006 年电力烟尘排放总量 370 万 t；2006 年全国电力 SO₂ 排放约 1350 万 t，比上年增加 3.8%；2006 年，电力企业积极采用干除灰、渣技术，直接空冷技术，新建燃煤电厂几乎全部采用废水“零排放”技术，加强机组节水技术改造和水务管理，取得了较明显的节水效果。火电厂单位发电量耗水量 3.0kg/kWh，比上年降低 0.1kg/kWh。废水排放绩效指标 0.85kg/kWh，比上年降低 14.1%。我国与发达国家在标准控制指标上和实际排放水平上都存在着很大的差距。因此，研究火电发电技术中降低污染物排放的环保技术是十分必要的。

1.1.1 烟尘（可吸入颗粒物）排放情况

可吸入颗粒物是指可以通过鼻和嘴进入人体呼吸道的颗粒物总称，用 PM₁₀ 表示，更细的为 PM_{2.5}（直径小于 2.5μm 的颗粒）。可吸入颗粒物是目前我国城市大气环境的首要污染物，尤其是其中 PM_{2.5} 的污染问题十分严重。我国以矿物燃料为主要能源的国情，决定了在相当长的时期内，燃烧过程将会造成我国大气环境中可吸入颗粒物（特别是 PM_{2.5}）的大幅度增加。经过 20 多年的发展，火电厂燃煤机组约 80% 以上都安装了电除尘器，对烟尘的排放有了很大改进。2000 年电力系统烟尘排放量为 310 万 t，占全国烟尘排放总量的 26.6%；2005 年电力烟尘排放为 380 万 t；2006 年，新建燃煤电厂全部采用高效除尘技术，除尘器效率平均在 99.5% 以上。烟尘排放绩效（即单位发电量烟尘排放量）1.6g/kWh，下降 11.1%，电力烟尘排放总量 370 万 t，比上年增加 2.8%。为进一步提高除尘效率，满足日益健全的法规的要求，有采用电袋除尘器、布袋除尘器、低温除尘器等趋势。

1.1.2 SO₂ 排放

煤中通常含有 1% 左右的硫，每燃烧 1t 煤，就会产生 20kg 左右的 SO₂，我国约 60% 的 SO₂ 排放量来源于煤的燃烧。SO₂ 是我国产生酸雨的缘由。我国 2000~2006 年的 SO₂ 排放情况如表 15.1-1 所示。

表 15.1-1 我国 2000~2006 年的 SO₂ 排放情况

年 份	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006
全国 SO ₂ 排放 (万 t)	1995	1948	1927	2159	2255	2549	2600
电力行业 SO ₂ 排放 (万 t)	800	810	830	1000	1160	1300	1350

近年来，国家对 SO₂ 排放问题日益重视，选煤、洗煤技术和除硫设备大量应用，中国燃煤状况趋于好转，对从源头减少 SO₂ 排放起到了积极作用。

截止 2006 年底，包括循环流化床锅炉在内的全国火电厂脱硫机组容量超过 2 亿 kW，其中烟气脱硫机组达到 1.6 亿 kW。与 2000 年相比，烟气脱硫机组容量增长了 30 倍。脱硫机组容量约占我国煤电机组容量的 41%，其中烟气脱硫机组约占 34%，已超过美国 2005 年水平。脱硫方法以石灰石—石膏湿法为主，约占 88%，此外还有海水法、烟气循环流化床法等。

1.1.3 NO_x 排放情况

表 15.1-2 列出了各类燃料燃烧时产生的 NO_x 的数量。

表 15.1-2 燃烧天然气、石油和煤时产生的氮氧化物

燃料名称	天然气	石油	煤
燃烧 1t 燃料产生的 NO _x (kg)	6.35	9.1~12.3	8~9

燃煤电厂是 NO_x 的排放大户，占 NO_x 排放量的 80%。目前，一些低 NO_x 燃烧技术已经用于大容量机组上，氮氧化物排放总体水平有较明显降低，截至 2006 年底，国家环保总局已核准火电烟气脱硝装置建设容量约 5000 万 kW，现有安装脱硝装置的电厂容量约 600 万 kW，脱硝效率基本控制在 50%~85%。

1.1.4 CO₂ 排放情况

CO₂ 是温室气体，由于近年来全球气候出现变暖的趋势，CO₂ 的排放越来越引起国际社会的重视。虽然在京都议定书中对发展中国家的 CO₂ 排在 2012 年前没有硬性要求，但中国作为一个负责任的大国，应该做好 CO₂ 的减排工作。中国人均能源消耗水平同世界相比，仍处于相对低的地位，但由于人口众多，能量消耗的总量巨大，化石燃料的消耗量在 2015 年左右将达到当时美国同一数量，CO₂ 的排放量将同步上升到世界第一。为此，CO₂ 的低成本捕获、利用和封存技术的开发必须提上日程，早作准备。

2000 年全部火电机组 CO₂ 排放量约为 11.7 亿 t（1.06kg/kWh），居世界首位。因此，燃煤电厂在中国 CO₂ 排放中占有相当的比重，中国电力行业 CO₂ 排放量控制任重道远。

随着超临界、超超临界机组等洁净煤燃烧技术的采用，单位发电的煤耗将逐步降低，这在很大程度上减少了电厂 CO₂ 的排放量。

1.1.5 水污染物排放情况

电厂的废水主要是冲灰水。现有火电厂主要采用水力除灰系统,冲灰渣水是火电废水中排放量最大、污染物超标最严重的废水。针对电厂冲灰水的问题,主要采用浓浆输灰、灰渣分排、储灰场排水回用等措施。目前,新建电厂的除灰方式有了较大改进。在有条件的地方首先选用干除灰方式,其次采用水力冲灰,并使冲灰水尽量做到闭路循环,从而使废水的排放量大大减少。

1.1.6 废渣污染排放情况

据不完全统计,我国每年排放的工业废渣至少在 $3 \times 10^8 \text{ t}$ 以上,其中发电厂的粉煤灰逐年迅速增加。电厂的废渣主要为锅炉燃煤的副产品:粉煤灰、底灰和炉渣。目前全国火电厂每年产生的灰渣近亿吨,给生态环境造成了很大压力。发电厂粉煤灰的利用率约 45% 左右。

1.1.7 其他污染物排放情况

此外,燃煤电厂的排放还有 CO 、碳水化合物、多碳有机物以及一些放射性金属或痕量重金属,如汞。重金属的排放在国外已经引起广泛重视,一些国家正在采取措施针对汞污染物的排放做好防治工作。从目前中国对燃煤电厂的污染物排放的防治来看,其重点仍然在 SO_2 、烟尘等大气污染物方面,对其他污染物的排放防治尚处在试验研究阶段,还没有进入工业应用。

1.2 环保设备及其发展前景

我国制定了《中国跨世纪绿色工程计划》对大气污染进行综合治理。治理大气污染的根本途径之一是采取有效的脱硫措施,减少点、面排放源的 SO_2 排放量。针对我国的具体情况,开发切实可行的脱硫技术,卓有成效地控制燃煤电厂烟气排放的 SO_2 量。

在国家节能减排产业政策的引导下,发电企业将从 SO_2 排放总量和排放浓度两个方面进行技术改造,加大脱硫力度。根据国家的强制规定,通过国家发改委审批的新建火电厂,燃煤含硫量在 0.7% 以上的,必须安装烟气脱硫设施。

2005 年以脱硫装置为代表的电力环保设备销售非常旺盛。根据国家统计局的统计,以吨为计算单位,电力环保设备的销售实现了 302.26% 的产量同比增长,位列主要工业产品产量增幅的第二位。

根据预测,到 2020 年,全国煤电装机将达到 13.4 亿 kW,届时按照全国烟气脱硫装机容量约占燃煤机组 70% 的比例计算,全国预计投运及建成的烟气脱硫机组容量将达到 8 亿 kW 以上,可见环保设备市场之大。

1.3 我国火电厂脱硫、脱硝和除尘技术进展

纵观世界各国所采取的大气污染治理技术,烟气除尘、脱硫、脱硝技术是防治大气污染最有效的方法,烟气除尘、脱硫、脱硝装置是治理大气污染的首选设备。我国在烟气除尘技术方面与国外相当,但烟气脱硫、脱硝技术与国外有一定的差距,这种差距主要体现在运行经验上的不足。国外的脱硫、脱硝装置已经有三十多年的发展历史和运行经验,其技术已较为成熟,但国外的脱硫、脱硝装置往往价格很高,难以在我国这样的发展中国家应用推广,并且也未必适应我国锅炉的烟气工况。因此,走符合我国国情、具有自主知识产权的烟气除尘、脱硫、脱硝技术的道路,是我国火电行业大气污染控制的必由之路。

1.3.1 SO_2 污染控制技术

火电厂 SO_2 控制技术主要包括燃烧前脱硫(如原煤洗

选)、燃烧中脱硫(如再燃技术)和燃烧后脱硫。就目前研究和应用情况看,燃烧后脱硫占绝对优势。目前国内火电厂烟气脱硫工程绝大多数是从国外进口设备,国内进行土建和安装。

从目前来看,我国自行研制的烟气脱硫装置,基本上是从除尘设备稍加改进演变而来的,具有除尘脱硫一体化的特点,特别适合我国中小型锅炉的使用要求。典型的除尘脱硫装置主要有以下几种:

- (1) 喷雾除尘脱硫装置。
- (2) 冲击式除尘脱硫装置。
- (3) 筛孔板(泡沫板)除尘脱硫装置。
- (4) 旋风水膜除尘脱硫装置。
- (5) 旋流塔板除尘脱硫装置。
- (6) 文丘里除尘脱硫装置。

从目前我国脱硫装置的实际应用来看,我国国内厂家生产的脱硫装置仍然停留在中小型锅炉上,国内几家大型电厂锅炉所使用的烟气脱硫装置都是从国外引进的,以石灰石(石灰)—石膏混合法脱硫工艺为例,我国早期引进国外设备的工程静态投资高达 1000~1200 元/kW,而现在同设备的市场价已下降 200 元/kW 以下。

中国自 1991 年开始引进烟气脱硫装置,启动火电厂烟气脱硫国产化示范工程,同时编制国产化实施方案。至 2003 年末,具备独立完成火电厂湿法烟气脱硫工艺设计的能力,开发适合中国国情的火电厂烟气脱硫工艺,目前已有烟气脱硫机组 1.6 亿 kW。至 2005 年末,湿法烟气脱硫设备国产化率达 95% 以上。至 2010 年,湿法烟气脱硫设备国产化率将达到 100%,其他若干种烟气脱硫工艺的设备国产化率达到 95% 以上。但由于种种原因,实现两个 95% 指标还需努力。

1.3.2 NO_x 污染控制技术

选择性催化还原技术(SCR)、选择性非催化还原技术(SNCR)是目前最为常用的脱硝技术。目前主要的 NO_x 污染控制技术包括:

- (1) 低 NO_x 燃烧技术。
- (2) 燃料再燃技术。
- (3) 选择性催化还原脱硝技术(SCR)。
- (4) 选择性非催化还原脱硝技术(SNCR)。

1.3.3 同时脱硫脱硝技术

近些年来,为了减少烟气净化的投资,简化工艺,组合脱硫脱硝技术受到了格外重视。

1.3.4 烟尘控制技术

除尘技术可分为四类:

- (1) 机械式除尘技术。利用机械力(重力、惯性力和离心力)作用进行除尘的技术。包括重力沉降、惯性除尘和旋风除尘技术等。
- (2) 静电除尘技术。利用电力作用进行除尘的技术,又可细分为干式静电除尘(干法清灰)和湿式静电除尘(湿法清灰)两类。
- (3) 过滤除尘技术。使烟气通过织物或多孔的填料层,利用过滤机理进行除尘的技术。其包括袋式除尘技术和颗粒层除尘技术两类。
- (4) 湿式除尘技术。利用液滴或液膜洗涤烟气进行除尘的技术,包括低能洗涤技术和高能文氏管除尘技术两类。

以上分类是指起主导作用的除尘机理。为了提高除尘效率尤其是对亚微米级的颗粒物的脱除效率,并充分利用各种除尘技术的长处,人们开发了许多复合机理的除尘技术,如

电袋一体化技术等。同时根据在除尘过程中是否采用液体进行除尘或清灰，又可将众多的除尘技术分为干式除尘技术和湿式除尘技术。

20 世纪 70 年代以前绝大部分火电厂采用水膜除尘器和机械除尘装置，除尘效率很低，平均约为 70%。经过 20 多年的发展，电除尘器的比例逐年增长，平均除尘效率已达 97% 以上。1999 年末，国家电力公司火电机组共配置有 940 台各式除尘器，平均除尘效率约为 97.22%，其中仅 497 台为电除尘器，其余为文丘里、水膜等低效除尘器。“十五”期间，采取关停老小机组，使现有除尘效率在 90% 以下的除尘器停运；部分非静电除尘器进行技术改造，使除尘效率由 93% 提高到 99% 等措施，使电力公司平均除尘效率提高到 98%。

2 火力发电厂污染物排放标准

2.1 国外主要发达国家火电厂污染物排放标准综述

世界上已经有 80 多个国家制定了环境标准，特别是发达国家对于环境问题更为重视，制定的标准也更为严格。火电厂污染物排放标准是各国环境标准中的重要组成部分，世界上主要发达国家对于火电厂污染物的排放都有明确的限制。

欧洲国家控制火电厂污染物的主要政策起源于欧共体委员会在 1988 年 11 月 24 日颁布的《大型燃烧企业大气污染物排放限制》(88/609/EEC)。该文件规定了各成员国大型燃烧企业必须达到的最低排放标准，成员国可以根据自己的情况制定更为严格的排放要求，同时该文件还规定了成员国现有企业 SO₂ 和 NO_x 的排放总量与消减目标、脱硫效率及排放测试方法。根据技术的发展和环境变化的需要，欧盟委员会在 1998 年对《大型燃烧企业大气污染物排放限制》(88/609/EEC) 进行了修改，修改的文件对新建电厂锅炉大气污染物排放作出了更严格的规定。2001 年 10 月 23 日，欧盟委员会又根据各种污染控制技术的进步和实际情况的变化，对此文件进行了修改，发布了新版的《大型燃烧企业大气污染物排放限制》(2001/80/EC)，从而火电厂污染物排放标准的限制变得更加严格。

美国的排放标准，起源于 1970 年国会通过的《清洁空气法案》(CAA)，美国国家环保局 (USEPA) 亦于同年成立。该法大大加强了联邦政府的责任和权力，开始制定严格的国家统一标准。《清洁空气法案》在 1977 年和 1990 年进行了两次重要修订。现行的该法是控制大气污染的主要法律依据。该法中对于电站锅炉设施对大气的污染，有明确的排放标准。

美国国会于 1990 年制定了《酸雨防治计划》，要求主要的电力企业减排 SO₂ 和 NO_x。二氧化硫排放总量指标的分配原则，对所涉及的机组和企业，参考其在 1985~1987 年间平均污染物排放量，核定其 SO₂ 排放总量指标。所核定的指标在第一、第二阶段内保持不变，而且可以终身享用，即使企业关停了一些机组，其总量指标也不核减。排放权指标每年核定一次，新建机组（包括 1985~1987 年间没有运行的机组）没有分配总量指标，所需指标必须从市场上购买。联邦环保局每年年初确定指标，从有排放权的企业指标中强行拿出 2.8% 进行拍卖，卖后的钱还给企业。排放指标可以根据市场原则进行交易。机组在不超 过排放标准但超过总量控制要求时，可以采取治理措施，也可以采取从市场上购买指标来满足排放总量的控制要求。如果通过治理超额减排了，其剩余的排放指标，可以在市场上出售，也可以储蓄起

来，用于未来发展。

另外，世界银行也于 1998 年 7 月发布了《污染防治与减排手册》(PPAH)，其中对火电厂锅炉的污染物排放标准作出了相关规定。

2.1.1 欧盟对大型火电厂污染物的排放标准

欧盟颁布的新版《大型燃烧企业大气污染物排放限制》(2001/80/EC) 适用于所有热容量大于或等于 50MW 规模以上，使用各种燃料（包括固体、气体或液体等）的燃烧企业。分为现有项目和新建项目两类，凡是 2002 年 11 月 27 日以前获得项目许可证，且在 2003 年 11 月 27 日之前投入生产使用的为现有项目，凡是不符合这个期限规定的均划分为新建项目。两类项目的排放标准限制是有区别的。

(1) SO₂ 排放限值。欧盟火电厂 SO₂ 排放限值如表 15.1-3 所示，欧盟火电厂脱硫率限值要求如表 15.1-4 所示。

(2) NO_x 排放限值。欧盟火电厂 NO_x 排放限值如表 15.1-5 所示。

(3) 烟尘排放限值。欧盟火电厂烟尘排放限值如表 15.1-6 所示。

表 15.1-3 欧盟火电厂 SO₂ 排放限值

燃料 类型	现有项目		新建项目		
	容量 (MW)	限值（标况下） (mg/m ³)	容量 (MW)		限值(标况下) (mg/m ³)
固体 燃料	50~100	2000	50~100		850
			100~300		200
	100~500	2000~400 (线性递减)	>300		200
			生 物 质	50~100	200
	100~300	200			
	>300	200			
液态 燃料	50~300	1700	50~100		850
	300~500	1700~400 (线性递减)	100~300		400~200 (线性递减)
	>500	400	>300		200
气态 燃料	一般性气态燃料	35	常规气态燃料		35
	液化气	5	液化气		5
	炼油渣气化气， 焦炉气等低热 值气体	800	炼焦产生的 低热值气体		400
	煤气化气	欧盟委员会将根据 下一步的 经验确定	鼓风炉产生的 低热值气体		200

注 1. 标准状况下，固体燃料 SO₂ 限值单位 mg/m³ (6%O₂)，对于脱硫率的要求如表 15.1-4 所示。
2. 标准状况下，液体燃料 SO₂ 限值单位 mg/m³ (3%O₂)。
3. 标准状况下，气体燃料 SO₂ 限值单位 mg/m³ (3%O₂)。

表 15.1-4 欧盟火电厂脱硫率限值要求

现有项目		新建项目	
容 量 (MW)	脱硫率 (%)	容 量 (MW)	脱硫率 (%)
<100	60	<300	92
100~300	75		≤300mg/m ³ (标况下)
300~500	90	≥300	95
>500	94		≤400mg/m ³ (标况下)

表 15.1-5 欧盟火电厂 NO_x 排放限值

燃料类型	现有项目		新建项目	
	容量 (MW)	限值 (标况下) (mg/m ³)	容量 (MW)	限值 (标况下) (mg/m ³)
固体燃料	50~100	600	50~100	400
	>500	500	100~300	200
			>300	200
	2016 年 1 月 1 日以后	50~500	50~100	400
			100~300	300
液态燃料	50~500	450	50~100	400
			100~300	200
	>500	400	>300	200
气体燃料	50~500	300	天然 50~300	150
			>300	100
	>500	200	其他 50~300	200
			>300	200

注 1. 标准状况下, 固体燃料 NO_x 限值单位 mg/m³ (6%O₂)。
2. 标准状况下, 液体燃料 NO_x 限值单位 mg/m³ (3%O₂)。
3. 标准状况下, 气体燃料 NO_x 限值单位 mg/m³ (3%O₂)。

表 15.1-6 欧盟火电厂烟尘排放限值

燃料种类	现有项目		新建项目		
	容量 (MW)	限值（标况下） (mg/m ³)	容量 (MW)	限值 (标况下) (mg/m ³)	
固体 燃料	<500	100	50~100	50	
	≥500	50	>100	30	
液体	所有 企业	50	50~100	50	
			>100	30	
气体	所有 企业	一般气体	5	作为规则	5
		鼓风炉气	10	鼓风炉气	10
		钢铁工业产生的可用于其他场合的气体	50	钢铁工业产生的可用于其他场合的气体	30

注 1. 标准状况下, 固体燃料烟尘限值单位 mg/m³ (6%O₂)。
2. 标准状况下, 液体燃料烟尘限值单位 mg/m³ (3%O₂)。
3. 标准状况下, 气体燃料烟尘限值单位 mg/m³ (3%O₂)。

2.1.2 美国《清洁空气法案》对火电厂的排放标准

根据《清洁空气法案》规定, 国家环保局 USEPA 和州都可以制定排放标准, 且均遵循“技术强制”的原则将排放标准建立在采用一定的先进技术所能达到的水平上, 至于减少排放具体采用什么技术, 由污染源决定。

(1) SO₂ 排放限值。SO₂ 的减排量目标为 1000 万 t, 总体排放水平保持在 1980 年的排放水平以下。SO₂ 的减排分两期执行。第一期从 1995 年开始, 在 263 台机组、110 座电厂上实施。后来又增加了 182 台机组, 总数达到 445 台。第二期从 2000 年开始, 在所有装机容量大于 25MW 的机组上实施, 到 2001 年底, 所涉及的机组总数达到 2445 台。第一期分配的排放量按联邦制定的排放标准 1.2 lb/10⁶ Btu (大致相当于标准状况下 1475mg/m³) 来核定; 第二期分配指标为 0.6 lb/10⁶ Btu, 但要求只要企业有指标其排放也可以超过 0.6 lb/10⁶ Btu。也就是说, 不管企业如何交易, 企

业不能超过 1.2 lb/10⁶ Btu 的排放标准。
(2) NO_x 排放限值。美国火电厂锅炉 NO_x 排放限值标准如表 15.1-7 所示。

表 15.1-7 美国火电厂锅炉 NO_x 排放限值

锅炉类型	锅炉数量	排放限值 (标况下)
固态排渣墙式锅炉	308	0.46 lb/10 ⁶ Btu≈565mg/m ³
四角切圆锅炉	299	0.40 lb/10 ⁶ Btu≈492mg/m ³
单元炉	36	0.68 lb/10 ⁶ Btu≈836mg/m ³
旋风炉 (>155MW)	55	0.86 lb/10 ⁶ Btu≈1057mg/m ³
液态排渣炉 (>65MW)	26	0.84 lb/10 ⁶ Btu≈1032mg/m ³
竖立式燃烧炉	28	0.80 lb/10 ⁶ Btu≈983mg/m ³

2.1.3 世界银行《污染防治与减排手册》(PPAH)

(1) 烟囱排放浓度限值。指锅炉设备或者燃气轮机在正常操作条件下, 通过烟囱排放的污染物浓度。

1) 颗粒物排放指标。对于所有电厂锅炉装置, 在 1 个大气压, 0℃ 下颗粒排放物 (≤10μm) 排放不应超过 50mg/m³。

2) 二氧化硫排放指标。电厂或装置 SO₂ 总的排放, 对于 500MW 以下锅炉容量, 每兆瓦容量小于 0.2t/d (吨/天), 500MW 以上每增加 1MW 锅炉容量, 排放允许增加 0.1t/d。同样, 标准状况下, 烟气中 SO₂ 的浓度不应超过 2000mg/m³, 最高排放限量为 500t/d。

3) 氮氧化物排放指标 (以 NO₂ 计算)。
蒸汽轮机电厂: 标准状况下, 燃煤电厂锅炉 NO_x 最高排放量为 750mg/m³ (365×10⁻⁶)。

标准状况下, 燃油电厂锅炉 NO_x 最高排放量为 460mg/m³ (225×10⁻⁶)。

标准状况下, 燃气电厂锅炉 NO_x 最高排放量为 320mg/m³ (155×10⁻⁶)。

燃气轮机电厂: 气体燃料——125mg/m³ (标准状况下, 15%O₂ 干燥工况)。

柴油燃料——165mg/m³ (标准状况下, 15%O₂ 干燥工况)。

燃料油 (6 号) ——300mg/m³ (标准状况下, 15%O₂ 干燥工况)。

内燃机电厂: 2000mg/m³ (标准状况下, 15%O₂ 干燥工况)。

(2) 环境空气质量。手册规定新建装机容量不小于 300MW 的电厂必须进行空气质量研究, 考虑新建电厂的各种污染物排放对当地环境的影响。对于新建装机容量小于 300MW 的电厂可以根据厂址所在的地理位置, 进行必要的空气质量评估。新建电厂和原有电厂以及其他污染排放的污染物, 不能超过当地环境空气质量的最大限度。世界银行环境空气质量浓度标准如表 15.1-8 所示。

表 15.1-8 世界银行环境空气质量浓度标准 mg/m³

种 类	24h 平均 (标况下)	年平均 (标况下)
颗粒物 (<10μm)	150	50
NO _x	150	100
SO ₂	150	80

2.1.4 其他发达国家的排放标准

(1) 加拿大。联邦政府 2003 年对新建火电厂排放限值要求是：

SO₂：0.53g/kWh≈421mg/m³（标况下）。

NO_x：0.69g/kWh≈548mg/m³（标况下）。

PM₁₀：0.095g/kWh≈75mg/m³（标况下）。

标准明确提出，排放标准制定主要依据经济可行的方法，制定的限值是已经有工作运行经验证明，而且是经过控制措施减排后可达到的值。新建的大容量机组都要求安装在线监测脱硝监测仪 CEM，老、小机组可不安装，目前有 60%~70%的火电厂安装了 CEM。对 2003 年以后新建的火电厂还要求排烟脱硝。加拿大没有排污收费制度，但超标排放将被处罚。污染物排放控制费用进入电价，最终由消费者支付。

(2) 德国。热功率大于 50MW 的燃烧装置 SO₂ 排放极限值如表 15.1-9 所示。

表 15.1-9 热功率大于 50MW 的燃烧装置 SO₂ 排放极限值

机型	容量	煤风炉和链条炉	流化床锅炉
新机组	$P>300\text{MW}$	400，且脱硫率不小于 85%	
	$P=100\sim300\text{MW}$	2000，且脱硫率不小于 60%	400，且脱硫率不小于 75%
	$P<100\text{MW}$	2000	400，且脱硫率不小于 75%
老机组	$P>300\text{MW}$		
	$R<10\,000\text{h}$	按原批准条件	
	$R=10\,000\sim30\,000\text{h}$	2500	
	$R>30\,000\text{h}$	400，且脱硫率不小于 85%	
	$P\leq 300\text{MW}$		
	$R<10\,000\text{h}$	按原批准条件	按原批准条件
	$R>10\,000\text{h}$	2500	2500

注 P 为热功率；R 为剩余使用小时数。

2.2 我国环保政策与电力行业环保法规

2.2.1 我国环境保护法律

- (1) 中华人民共和国环境保护法。
- (2) 中华人民共和国大气污染防治法。
- (3) 中华人民共和国水污染防治法。
- (4) 中华人民共和国海洋环境保护法。
- (5) 中华人民共和国环境噪声污染防治法。
- (6) 中华人民共和国固体废物污染环境防治法。
- (7) 中华人民共和国环境影响评价法。
- (8) 中华人民共和国清洁生产促进法。
- (9) 中华人民共和国放射性污染防治法。
- (10) 中华人民共和国水土保持法。
- (11) 中华人民共和国节约能源法。
- (12) 中华人民共和国电力法。

2.2.2 我国电力行业常用的环境保护标准

- (1) GB/T 1596—2005《用于水泥和混凝土中的粉煤灰》。
- (2) GB 3095—1996《环境空气质量标准》。

- (3) GB 3096—2008《声环境质量标准》。
- (4) GB 3097—1997《海水水质标准》。
- (5) GB 3838—2002《地表水环境质量标准》。
- (6) GB 5084—2005《农田灌溉水质标准》。
- (7) GB 8173—1987《农用粉煤灰中污染物控制标准》。
- (8) GB 9137—1988《保护农作物的大气污染物最高允许浓度》。
- (9) GB 11607—1989《渔业水质标准》。
- (10) GB 12348—2008《工业企业厂界环境噪声排放标准》。
- (11) GB 12523—1990《建筑施工场界噪声限值》。
- (12) GB 13015—1991《含多氯联苯废物污染控制标准》。
- (13) GB 13223—2003《火电厂大气污染物排放标准》。
- (14) GB 13271—2001《锅炉大气污染物排放标准》。
- (15) GB/T 14848—1993《地下水质量标准》。
- (16) GB 15618—1995《土壤环境质量标准》。
- (17) GB 18599—2001《一般工业固体废物贮存、处置场污染控制标准》。
- (18) HJ/T 2.1—1993《环境影响评价技术导则 总纲》。
- (19) HJ 2.2—2008《环境影响评价技术导则 大气环境》。
- (20) HJ/T 2.3—1993《环境影响评价技术导则 地面水环境》。
- (21) HJ/T 2.4—1995《环境影响评价技术导则 声环境》。
- (22) HJ/T 13—1996《火电厂建设项目环境影响报告书编制规范》。
- (23) HJ/T 19—1997《环境影响评价技术导则 非污染生态影响》。
- (24) HJ/T 25—1999《工业企业土壤环境质量风险评价基准》。
- (25) HJ/T 55—2000《大气污染物无组织排放监测技术导则》。
- (26) HJ/T 69—2001《燃煤锅炉烟尘和二氧化硫排放总量核定技术方法——物料衡算法（试行）》。
- (27) HJ/T 75—2007《固定污染源烟气排放连续监测技术规范（试行）》。
- (28) HJ/T 76—2007《固定污染源排放烟气连续监测系统技术要求及检测方法（试行）》。
- (29) HJ/T 88—2003《环境影响评价技术导则 水利水电工程》。
- (30) HJ/T 91—2002《地表水和污水监测技术规范》。
- (31) HJ/T 92—2002《水污染物排放总量监测技术规范》。
- (32) HJ/T 130—2003《规划环境影响评价技术导则（试行）》。
- (33) HJ/T 131—2003《开发区区域环境影响评价技术导则》。
- (34) HJ/T 164—2004《地下水环境监测技术规范》。
- (35) HJ/T 166—2004《土壤环境监测技术规范》。
- (36) HJ/T 169—2004《建设项目环境风险评价技术导则》。
- (37) DL/T 414—2004《火电厂环境监测技术规范》。
- (38) DL/T 938—2005《火电厂排水水质分析方法》。

(39) DL/T 960—2005《燃煤电厂烟气排放连续监测系统技术条件》。

2.3 我国火力发电厂污染物排放标准

2.3.1 排放单位换算

排放标准的单位各国使用的不尽相同，其中最常用的单位是 mg/m^3 和 ppm ($1\text{ppm}=10^{-6}$)，这是指在 0°C (273K)、压力为 $101\,325\text{Pa}$ 下不含水分的排气量，美国用 $1\text{b}/10^6\text{Btu}$ 、

斯堪的纳维亚半岛的国家用 g/GJ 、英国用 ppm 表示。各国采用的基准时间有的以月或年平均的，有的以小时平均的，由于单位不一致涉及换算问题，表 15.1-10 列出 SO_2 和 NO_x 不同单位换算表。

例如：标准状况下，对 SO_2 从 mg/m^3 换算成 ppm 要乘以系数 0.35；对 NO_x 从 mg/m^3 换算成 ppm ，要乘系数 0.487。若换算成 $1\text{b}/10^6\text{Btu}$ ，对煤则要乘系数： SO_2 乘 2.33×10^{-3} ， NO_x 乘 8.14×10^{-4} 。

表 15.1-10 排放单位换算表

从 ↓		换算到 → (乘以)								
		mg/m ³ (标况下)	ppm (NO _x)	ppm (SO ₂)	g/GJ			1b/10 ⁶ Btu		
					煤①	油②	瓦斯③	煤①	油②	瓦斯③
mg/m ³ (标况下)		1	0.487	0.350	0.350	0.280	0.270	8.14×10 ⁻⁴	6.51×10 ⁻⁴	6.28×10 ⁻⁴
ppm (NO _x)		2.05	1		0.718	0.575	0.554	1.67×10 ⁻³	1.34×10 ⁻³	1.29×10 ⁻³
ppm (SO ₂)		2.86		1	1.00	0.801	0.771	2.33×10 ⁻³	1.86×10 ⁻³	1.79×10 ⁻³
g/GJ	煤①	2.86	1.39	1.00	1			2.33×10 ⁻³		
	油②	3.57	1.74	1.25		1			2.33×10 ⁻³	
	瓦斯③	3.70	1.80	1.30			1			
1b/10 ⁶ Btu	煤①	1230	598	430	430			1		2.33×10 ⁻³
	油②	1540	748	538		430			1	
	瓦斯③	1590	775	557			430			1

① 煤——干烟气，6%过剩氧含量；假定标准状况下 $350\text{m}^3/\text{GJ}$ 。
② 油——干烟气，3%过剩氧含量；假定标准状况下 $280\text{m}^3/\text{GJ}$ 。
③ 瓦斯——干烟气，3%过剩氧含量；假定标准状况下 $270\text{m}^3/\text{GJ}$ 。

2.3.2 火电厂大气污染物排放标准

1991 年，我国首次发布了 GB 13223—1991《火电厂大气污染物排放标准》，经 1996 年和 2003 年二次修订，2003 年 12 月 30 日，国家环保总局发布了 GB 13223—2003《火电厂大气污染物排放标准》，新标准主要调整了大气污染物排放浓度限值；取消了按除尘器类型和燃煤灰分、硫分含量规定不同排放浓度限值的做法；规定了现有火力发电锅炉达到更加严格的排放限值的时限；调整了折算火电厂大气污染物排放浓度的过量空气系数。

该项标准将火电厂按年限划分为三个时段，对不同时期的火电厂建设项目分别规定了排放控制要求：

1996 年 12 月 31 日前建成投产或通过建设项目环境影响报告书审批的新建、扩建、改建火电厂建设项目，执行第 1 时段排放控制要求。

1997 年 1 月 1 日起至本标准实施前通过建设项目环境影响报告书审批的新建、扩建、改建火电厂建设项目，执行第 2 时段排放控制要求。

自 2004 年 1 月 1 日起，通过建设项目环境影响报告书审批的新建、扩建、改建火电厂建设项目（含在第 2 时段中通过环境影响书审批的新建、扩建、改建火电厂建设项目，自批准之日起满 5 年，在本标准实施前尚未开工建设的火电厂建设项目），执行第 3 时段排放控制要求。

各时段火力发电锅炉烟尘最高允许排放浓度和烟气黑度执行表 15.1-11 规定的限值。

各时段火力发电锅炉二氧化硫最高允许排放浓度执行表 15.1-12 规定的限值。

各时段火力发电锅炉及燃气轮机氮氧化物最高允许排放浓度执行表 15.1-13 规定的限值。

表 15.1-11 火力发电锅炉烟尘最高允许排放浓度和烟气黑度限值

时段	烟尘最高允许排放浓度 (mg/m^3)					烟气黑度 (林格曼 黑度) (级)
	第 1 时段		第 2 时段		第 3 时段	
实施时间	2005 年 1 月 1 日	2010 年 1 月 1 日	2005 年 1 月 1 日	2010 年 1 月 1 日	2004 年 1 月 1 日	2004 年 1 月 1 日
燃煤锅炉	300① 600②	200	200① 500②	50 100③ 200④	50 100③ 200④	1.0
燃油锅炉	200	100	100	50	50	

① 县级及县级以上城市建成区及规划区内的火力发电锅炉执行该限值。
② 县级及县级以上城市建成区及规划区以外的火力发电锅炉执行该限值。
③ 在本标准实施前，环境影响报告书已批复的脱硫机组，以及位于西部非两控区的燃用特低硫煤（入炉燃煤收到基硫分小于 0.5%）的坑口电厂锅炉执行该限值。
④ 以煤矸石等为主要燃料（入炉燃料收到基低位发热量不大于 $12\,550\text{kJ}/\text{kg}$ ）的资源综合利用火力发电锅炉执行该限值。

表 15.1-12 火力发电锅炉二氧化硫最高
允许排放浓度

时段	第1时段		第2时段		第3时段
实施时间	2005年 1月1日	2010年 1月1日	2005年 1月1日	2010年 1月1日	2004年 1月1日
燃煤锅炉及 燃油锅炉	2100 ^①	1200 ^①	2100 1200 ^②	400 1200 ^③	400 800 ^④ 1200 ^④

- ① 该限值为全厂第1时段火力发电锅炉平均值。
② 在本标准实施前，环境影响报告书已批复的脱硫机组，以及位于西部非两控区的燃用特低硫煤（入炉燃煤收到基硫分小于0.5%）的坑口电厂锅炉执行该限值。
③ 以煤矸石等为主要燃料（入炉燃料收到基低位发热量不大于12 550kJ/kg）的资源综合利用火力发电锅炉执行该限值。
④ 位于西部非两控区的燃用特低硫煤（入炉燃煤收到基硫分小于0.5%）的坑口电厂锅炉执行该限值。

表 15.1-13 火力发电锅炉及燃气轮机组氮氧化物最高
允许排放浓度

时 段	第1时段	第2时段	第3时段
实施时间	2005年 1月1日	2005年 1月1日	2004年 1月1日
燃煤锅炉	$V_{daf} < 10\%$	1500	1300
	$10\% \leq V_{daf} \leq 20\%$	1100	650
	$V_{daf} > 20\%$		450
燃油锅炉		650	400
燃气轮机组	燃油	—	150
	燃气	—	80

3 电厂环保技术的展望

3.1 超细微颗粒物捕集技术

超细微颗粒物是一种重要的大气污染物，对人类身体健康具有极大的危害，是导致人类死亡率上升的一个重要原因。PM（particulate matter）是大气中颗粒物的统称。PM₁₀指的是空气动力学直径不大于10μm的颗粒物，它们能通过呼吸进入人体呼吸道。PM_{2.5}指的是空气动力学直径不大于2.5μm的颗粒物，它们的降落速度极慢，可长时间悬浮于空气中，而且由于其表面活性强，可以吸附大量的有毒有害致癌物质，并可通过呼吸沉积在肺泡，甚至可以通过换气进入其他器官。PM值越小，即粒径越小，进入呼吸道部位就越深，对人体呼吸系统危害也越大。对超细微颗粒排放的研究目前还处于起步阶段，主要是对其危害程度研究较多，目前尚没有找到控制排放的有效方法。

静电除尘器在低粒径范围内除尘效率低。研究认为，如若使静电除尘器对PM_{2.5}的捕集效率达到99%，则需要5个甚至6个电场，这从经济上看显然是不合理的。

而袋式除尘器则除尘效率高，一般在99%以上，尤其突出的是其对亚微米粒径的细颗粒物有较高的分级除尘效率。如果使袋式除尘器采用覆膜滤料，则其对PM₁₀、PM_{2.5}等细颗粒物的净化效率会进一步提高。另外在脱除烟尘中的微量重金属污染物上，袋式除尘器也明显优于静电除尘器。因此，随着耐高温、高湿、抗腐蚀、抗静电等高性能过滤材料的快速发展，袋式除尘器已经成为燃煤电厂除尘的新宠。工业发达国家从20世纪70年代开始将袋式除尘器用于火电

厂的烟气净化，由于这些国家的烟尘排放要求日趋严格，袋式除尘器的进一步发展，特别是滤袋材质的发展，使滤袋寿命得到延长，使滤袋除尘得到较广泛的应用。美国、日本、德国、加拿大、澳大利亚和韩国等也纷纷将静电除尘器改为袋式除尘器，迄今为止发达国家已基本走完了用袋式除尘器取代和改造静电除尘器或其他种类除尘器的过程。

3.2 重金属

煤的成分极其复杂。在煤的燃烧过程中，除了形成SO₂、NO_x以及大量的烟尘颗粒物之外，还会排放出数量较少但危害极大的重金属污染物。目前，被认为最重要的重金属污染物主要是指汞、砷、镉、铅等微量元素。其中备受关注的是重金属汞的排放问题，因为汞对于环境和人类健康具有毒性作用。汞可在空气中传输扩散，沉降到江河湖泊水系和土壤中，即使在浓度很低的情况下也会对环境 and 人类健康产生较大的危害。

排放在大气中的汞呈现为三种形态：惰性与不可溶性的气态元素态汞（Hg⁰）、活性与可溶性的气态二价离子汞（Hg²⁺）和固体颗粒态汞（Hg_p）。不同形态的汞在大气中物理和化学性质有很大差异。在锅炉燃烧过程中，煤中的汞被挥发释放出来，几乎全部转化为气态元素汞（Hg⁰）。在烟气冷却过程中发生一系列复杂的化学反应，气态元素汞被转化为二价离子汞化合物以及固体颗粒态汞化合物。根据美国的研究结果，一般情况下，烟煤锅炉排放的气态汞主要是二价离子汞，而次烟煤与褐煤锅炉排放的气态汞主要是元素汞。

目前对与汞排放控制技术的研究主要集中在三个方向：燃烧前脱汞、燃烧中脱汞和燃烧后脱汞。

燃烧前脱汞主要是采用洗选的方法，由于汞主要是赋存在黄铜矿和其他矿物质中，洗选脱出灰分和硫分的同时，也能脱出大约37%~50%的汞。但是这种方法的效率既不是很高，而且在某种意义上属于污染转移，容易造成二次污染，因此并不能成为汞排放技术的主要方向。

燃烧中脱汞是指通过改变燃烧工况，采用先进的燃烧技术，或是采用炉膛喷射脱除剂的方法进行汞脱除。这些方法如流化床燃烧技术，炉内喷脱除剂的技术都能在一定程度上降低汞的排放，但是由于炉内环境恶劣，反应复杂，开发出经济高效的脱除技术有相当的难度。

因此，燃烧后脱汞成为最受关注的研究方向，目前正在研究和开发的燃烧后脱汞技术大致可以分为两类：活性炭喷射技术和结合其他污染物控制的多污染物混合脱除技术。

活性炭喷射技术是将活性炭喷入锅炉的尾部烟道中，通过活性炭吸附其中的气相汞，并与固相汞一起在其后的除尘装置中加以脱出。

多污染物混合脱除技术是利用现有污染控制设备进行多污染物同时脱除，或是新建更为紧凑高效的多污染物控制系统。有将除尘设备（静电除尘器和袋式除尘器）与湿式脱硫技术或干式脱硫技术组合的多污染物控制技术。

3.3 持久性有机污染物的排放控制

城市垃圾、能源生产等的燃烧过程会产生痕量持久性有机污染物——二噁英。因此，这种燃烧设备必须配置有效的尾气排放控制装置实施对烟气中二噁英的排放控制，要深入研究有关静电除尘器、布袋除尘器、干法洗涤器、半干法洗涤器、湿法洗涤器、夹带流吸附装置、固定床吸附装置、移动床吸附装置以及选择性及非选择性催化器等尾气控制装置

对二噁英的排放控制技术的效果。

3.4 二氧化碳 (CO₂) 分离与封存技术

根据国际能源署 (IEA) 温室气体研究与开发项目的研究结果, 全球排放的 CO₂ 中, 电力工业约占 35%, 汽车约占 21%, 工业与家庭约占 39%, 其他 5%。目前, 全球每年排放的 CO₂ 约 240 亿 t (24Gt), 其中燃用化石燃料的火电厂排放的 CO₂ 约占全球 CO₂ 排放总量的 30%。

我国温室气体二氧化碳排放量已位居世界第二, 仅次于美国。据有关研究, 我国 2000 年排放的 CO₂ 约 30 亿 t, 其中火电厂排放约 11 亿 t, 约占全国 CO₂ 排放的 1/3。预计到 2025 年前后, 我国的二氧化碳排放总量很可能超过美国, 居世界第一位。

根据统计分析计算, 燃煤电站单位发电量 CO₂ 排放量约为 0.7kg/kWh, 而天然气联合循环电站单位发电量 CO₂ 排放量约为 0.36kg/kWh, 大约是燃煤电站的一半。目前, 火电厂降低 CO₂ 排放主要有三种技术途径:

(1) 提高化石燃料转换利用效率。采用大容量高参数高效超 (超) 临界发电机组, 提高发电效率, 减少煤炭消耗量。

(2) 变更燃料。采用单位发电量 CO₂ 排放较低的天然气联合循环发电机组。

(3) 研究将火电厂原来排放到大气中的 CO₂ 进行分离与捕集, 并长期安全地埋存在地下的工程技术, 目前主要有三种技术路线:

1) 燃烧后分离 CO₂ 技术。采用吸收溶剂从化石燃料燃烧后产生的烟气中分离出 CO₂, 是目前最常用的技术选择。

由于分离成本较高, 目前尚未大型化。

2) 燃烧前分离 CO₂ 技术。利用 IGCC 发电技术中的煤气化技术, 通过煤气变换生产 H₂ 与 CO₂, 对 CO₂ 进行分离后生产 H₂。

3) 纯氧燃烧。技术原理: 采用高纯度氧气 (95%以上) 代替空气燃烧, 避免了燃烧空气中的氮与燃烧产物特别是 CO₂ 相混合。由于纯氧燃烧会使燃烧温度极高, 因此从锅炉排烟抽取 70%~80% 富含 CO₂ 烟气再循环, 与纯氧混合后送入炉膛, 从而使炉膛燃烧温度与常规燃烧方式相似。采用纯氧燃烧可实现 CO₂ 近零排放, 但需消耗大量昂贵的氧气, 因此 CO₂ 分离成本接近于与燃烧前和燃烧后分离方式。

其他还有 CO₂ 低温分离技术、膜分离技术、化学吸附技术等。

除了 CO₂ 分离技术外, 还需要解决 CO₂ 输送技术和 CO₂ 地质埋存技术。

近年来工业发达国家已开展了火电厂排放 CO₂ 的捕集分离、CO₂ 利用以及 CO₂ 埋存等技术的研究开发, 并正在进行工业性示范研究。

目前我国环境保护的任务非常艰巨。我国已经启动“绿色煤电”项目的研究和工程示范, 计划分 3 个阶段进行。项目的总体目标是, 通过 15 年的努力, 研究开发并示范推广以煤气化制氢、联合循环发电和燃料电池发电, 并进行 CO₂ 捕集和埋存的煤基能源系统; 大幅度提高燃煤发电环保效益, 使燃煤发电达到包括污染物和 CO₂ 的近零排放; 掌握其核心技术、支撑技术、集成技术和运行技术, 形成自主知识产权的“绿色煤电”技术, 使其在经济上可接受, 逐步推广应用, 实现燃煤发电的可持续发展。

第2章 烟气排放与监测

1 烟气物性参数的测量

1.1 温度

锅炉运行中,需要对烟气的不同部位进行温度测量,以便进行相应的燃烧调整。在烟气中常用的温度测量仪器有:玻璃管液体温度计、热电偶和热电阻。

1.2 压力

气体的压力(静压、动压和全压)通常用连接压力计的测压管测定,常用的仪器有皮托管(标准皮托管、斜管微压计、S形皮托管、U形压力计)和压力计(弹簧管压力计、膜式压力计、波纹管式压力计)等。

1.3 流量

流体在单位时间内通过流道某一截面的数量称为流体的瞬时流量,简称流量。流量的测量一般可归结为容积法、流速法和质量流量法三种。常用的流量计有节流式流量计、涡轮流量计、电磁流量计等。

1.4 流速

由于气体流速与气体动压的平方根成正比,可根据测得的动压计算气体的流速。锅炉烟气流速通常的测定方法是用皮托管和斜管微压计或皮托管和流速测定仪测定各点的动压,然后计算流速。

1.5 烟尘浓度

按等速原则从烟道中抽取一定体积的含颗粒物烟气,通过已知质量的滤筒,烟气中的固体尘粒被捕集,根据滤筒在采样前后的质量差和采气体积,计算烟尘中颗粒物浓度。

烟气采样可以从普通型采样管烟尘采样器、皮托管平行测速采样管烟尘采样器、动压平衡型等速采样管烟尘采样器或静压平衡型等速采样管烟尘采样器中,任选一种。

采样体积根据标准方法计算。锅炉颗粒物排放浓度,需按规定的过量空气系数进行折算。

2 常规烟气成分的监测与分析

2.1 一氧化碳

一氧化碳的测定可以通过非分散红外吸收法、定电位电解法、奥氏气体分析仪和检气管法等方法。非分散红外吸收法、定电位电解法,操作简单,灵敏度高,适于低浓度一氧化碳的测定。奥氏气体分析仪具有仪器结构简单,测定范围广,能够同时测定二氧化碳、氧的含量等优点,适合于高浓度一氧化碳的测定。检气管法是一种快速简便方法,但精度较低。

2.1.1 非分散红外吸收法

利用一氧化碳(CO)对4.67、4.72 μm 两个波长处的红外辐射具有选择性吸收,在一定波长范围内,吸收值与一

氧化碳的浓度呈线性关系(遵循朗伯—比尔定律),根据吸收值确定样品中一氧化碳的浓度。检出下限为20 mg/m^3 ,定量测定的浓度范围为60~15 $\times 10^4 \text{mg}/\text{m}^3$ 。采用非分散红外气体分析仪进行测量。

2.1.2 定电位电解法

定电位电解传感器主要由电解槽、电解液和电极组成。测定分辨下限为1.25 mg/m^3 ;测定范围为1.25~5000 mg/m^3 。采用定电位电解法一氧化碳测试仪进行测量。

2.1.3 奥氏气体分析法

利用吸收液吸收烟气中的一氧化碳,根据吸收前、后烟气体积的变化,计算该成分在烟气中所占体积的百分数。当烟气中一氧化碳含量低于0.5%时,不宜用此法。

2.1.4 检气管法

一氧化碳将五氧化二碘还原成游离碘,碘与三氧化硫作用,生成绿色络合物。根据变色长度,确定一氧化碳含量。测定范围为20 mg/m^3 以上。

检气管法需要根据标准曲线取整数浓度的变色柱长度,制作浓度标尺,供现场使用。

2.2 二氧化碳

二氧化碳分析主要有非分散红外吸收法和奥氏气体分析仪法,与一氧化碳的测定方法类似。

2.3 氧气

烟气含氧量分析有电化学法,如定电位电解法、氧化锆法;物理分析法,如磁性测氧法。

2.3.1 定电位电解法

其原理是被测气体中的氧气,通过传感器半透膜充分扩散进入铅锡合金—空气电池内。经电化学反应产生电能,其电流大小遵循法拉第定律与参加反应的氧原子摩尔数成正比,放电形成的电流经过负载形成电压,测量负载上的电压大小得到氧含量数值。

2.3.2 氧化锆氧分仪法

利用氧化锆材料添加一定量的稳定剂以后,通过高温烧成,在一定温度下成为氧离子固体电解质。在该材料两侧焙烧上铂电极,一侧通气样,另一侧通空气,当两侧氧分压不同时,两电极间产生浓差电动势,构成氧浓差电池,由氧浓差电池的温度和参比气体氧分压,便可通过测量仪表测量出电动势,换算出被测气体中的氧分压。

氧化锆氧分仪具有结构简单,反应迅速和维护工作量小等特点,广泛用于连续监测锅炉或窑炉内气体中的含氧量。

2.3.3 热磁式氧分仪法

氧受磁场吸引的顺磁性比其他气体强许多,当顺磁性气体在不均匀磁场中,且具有温度梯度时,就会形成气体对流,这种现象称为热磁对流,或称为磁风。磁风的强弱是由混合气体中含氧量多少而决定的。通过把混合气体中含氧量的变化转换成热磁对流的变化,再转换成电阻的变化,测量电阻的变化,就可得到氧的百分含量。

2.3.4 磁力机械式氧分仪法

磁力机械式氧分析器,也是利用氧的顺磁性而设计的。氧在非均匀磁场中受磁场吸引,使磁场周围的分子密度发生变化,产生沿磁场方向分布的密度梯度,即导致压力差。且此压力差随着氧浓度的变化而变化。在检测器当中,悬挂了一个“哑铃”形的敏感元件,此元件受压力差的推动而转动,贴在“哑铃”形敏感元件中间的反射镜也跟着偏转。一束投射在反射镜上的光被反射到一对差动连接的硅光电池上,随着反射镜偏转,反射光也跟着偏转角度,使两个硅光电池的光能量不相等,于是有差动信号输出。该信号的大小与被测气体中氧含量成比例。

2.4 氮氧化物

测定氮氧化物的方法中,中和滴定法简单易行,测定范围宽;二磺酸酐分光光度法及肼还原—盐酸萘乙二胺分光光度法的测定范围宽,在计算结果时不需使用 NO_2 (气) 转换为 NO_2^- (液) 的系数。前者被日、美等国家定为标准方法,后者在 1984 年为国际标准化组织 (ISO) 推荐的方法;盐酸萘乙二胺分光光度法的操作简易,适用于低浓度氮氧化物的测定,缺点是在计算结果时需使用经验转换系数,影响测定的准确度。定电位电解法可进行连续、实时监测,检测仪为便携式。适用于现场监测,使用方便,但受二氧化硫、芳香烃及一氧化碳等成分的干扰。

2.4.1 盐酸萘乙二胺分光光度法

氮氧化物 (NO_x) 包括一氧化氮 NO 及二氧化氮 NO_2 等。在采样时,气体中的一氧化氮等低价氧化物首先被三氧化铬氧化成二氧化氮,二氧化氮被吸收液吸收后,生成亚硝酸和硝酸,其中亚硝酸与对氨基苯磺酸起重氮化反应,再与盐酸萘乙二胺偶合,呈玫瑰红色,根据颜色深浅,用分光光度法测定。

采样体积为 1L 时,本方法的定量测定的浓度范围为 $2.4 \sim 280 \text{ mg/m}^3$ 。更高浓度的样品,可以用稀释的方法进行测定。

2.4.2 紫外分光光度法

将样品气体收集于一个盛有稀硫酸—过氧化氢吸收液的瓶中,气样中的氮氧化物被氧化并被吸收,生成 NO_3^- , 于 210 nm 处测定 NO_3^- 的吸光度。

2.4.3 定电位电解法

定电位电解传感器主要由电解槽、电解液和电极组成,被测气体内进气孔通过渗透膜扩散到敏感电极表面,在敏感电极、电解液、对电极之间进行氧化反应,参比电极在传感器中不暴露在被分析气体之中,用以为电解液中的工作电极提供恒定的电化学电位。被测气体通过渗透膜进入电解槽,传感器电解液中扩散吸收的一氧化氮发生氧化反应,与此同时产生对应的极限扩散电流,在一定范围内其大小与一氧化氮浓度成正比。

2.4.4 非分散红外吸收法

一氧化氮气体在红外波谱中具有选择性的吸收,尤其在 $5.3 \mu\text{m}$ 处。采用相应的检测器,检测红外波谱在这些波段能量的变化,根据朗伯—比尔定律就可测定样品中一氧化氮气体的浓度。

仪器对同一待测气体使用两个完全相同的光学滤光片,其中一个滤光片上附有一个充满了高浓度待测气体的密闭气室参比室。测定过程中使滤光片+参比室与滤光片分别连续进入光路。当滤光片+参比室进入光路时,待测气体的吸收光谱,被参比室中的气体完全吸收,检测器测量的光能是被待

测气体和干扰气体吸收后剩余的光能 (参考信号)。当滤光片进入光路时,待测气体的吸收光谱的一部分被样气中的待测气体和干扰气体吸收,剩余的光能 (测量信号) 被检测,显然该光能大于滤光片+参比室进入光路时测得的光能,该光能的大小与待测气体的浓度成正比。由于干扰气体对测量信号和参考信号中具有同样的吸收,通过测量谱线和参考谱线相减,可以消除。

2.5 二氧化硫

二氧化硫的分析方法有碘量法和甲醛缓冲—盐酸副玫瑰苯胺分光光度法。前者测定范围宽、设备简单、操作方便、易于掌握,准确度能满足监测要求;后者方法灵敏,适用于低浓度二氧化硫的测定。仪器分析法有定电位电解法、自动滴定碘量法、溶液电导率法、非分散红外吸收法、紫外吸收法,适用于废气中二氧化硫的测定,仪器为便携式,可直接测出浓度,使用方便。

2.5.1 碘量法

烟气中的二氧化硫被氨基磺酸铵和硫酸铵混合液吸收,用碘标准溶液滴定。按滴定量计算出二氧化硫浓度。测定范围为 $100 \sim 6000 \text{ mg/m}^3$ 。

2.5.2 定电位电解法

定电位电解传感器主要由电解槽、电解液和电极组成,传感器的三个电极分别称为敏感电极、参比电极、对电极,简称 S.R.C。被测气体由进气孔通过渗透膜扩散到敏感电极表面,在敏感电极、电解液、对电极之间进行氧化反应,参比电极在传感器中不暴露在被分析气体之中,用以为电解液中的工作电极提供恒定的电化学电位。被测气体通过渗透膜进入电解槽,传感器电解液中扩散吸收的二氧化硫发生氧化反应,与此同时产生对应的极限扩散电流,在一定范围内其大小与二氧化硫浓度成正比。

2.5.3 自动滴定碘量法

使烟气通过含有淀粉指示剂碘标准溶液的多孔玻板吸收瓶,烟气中的二氧化硫被碘滴定,溶液起初为蓝色,当碘被耗尽时,溶液变为无色,反应到达终点。用烟气采样仪和秒表测量反应到达终点时采集烟气的体积。由于在采样期间,生成的亚硫酸根不断地滴定碘,由碘标准溶液的体积、摩尔浓度和到达反应终点的采样体积就可计算出二氧化硫的浓度或由自动判断反应终点的二氧化硫浓度直读仪测定二氧化硫的浓度。

2.5.4 非分散红外吸收法

二氧化硫气体对红外光谱具有选择性的吸收,尤其是在 $6.85 \sim 9 \mu\text{m}$ 范围内。采用相应的检测器,检测红外光谱在该波段能量的变化,根据朗伯—比尔定律就可测定样品中二氧化硫气体的浓度。

2.5.4.1 串联型气动检测器

串联型气动检测器中有两个吸收室,前吸收室光程较短,只能吸收光谱的中心部分;后吸收室采用了光锥结构,使前室没有被吸收的光谱在后室全部被吸收。由于不同气体吸收光谱的重叠产生于吸收谱带的边缘,因而通过选择合适浓度的填充气体,可以使重叠部分的光谱在前室的吸收等于后室的吸收,从而消除其他气体对待测气体的干扰。

2.5.4.2 窄带干涉滤光片

由步进电动机将被测气体吸收波段的两个窄带干涉滤光片置入光路,一个滤光片把 SO_2 气体吸收波段对应的谱线的能量完全吸收,即不让这部分能量通过,检测器测量的是其他组分对光的吸收。另一个滤光片不吸收 SO_2 气体吸收波段

对应的谱线的能量，检测器测量的是 SO₂ 和其他组分对光的吸收。通过检测能量的差，计算出 SO₂ 气体的浓度。

2.5.5 溶液电导率法

溶液电导率测定二氧化硫法就是利用采集烟气中的二氧化硫，被用硫酸酸化的过氧化氢溶液吸收发生化学反应而使溶液的电导率发生变化进行测定的，在一定范围内，溶液电导率变化的大小与二氧化硫的浓度成正比。

3 烟气中特殊无机成分的监测与分析

3.1 氯化氢的监测与分析

3.1.1 锅炉烟气中氯化氢的采样

烟气采样可利用等速烟尘采样仪进行烟气采样，在工况相对稳定的情形下，每隔半小时采样一次，0.5L/min 流量，采样时间 20min，如图 15.2-1 所示。在采样过程中，根据排气温度和湿度调节采样管保温夹套温度，以避免水汽于吸收瓶之前凝结。

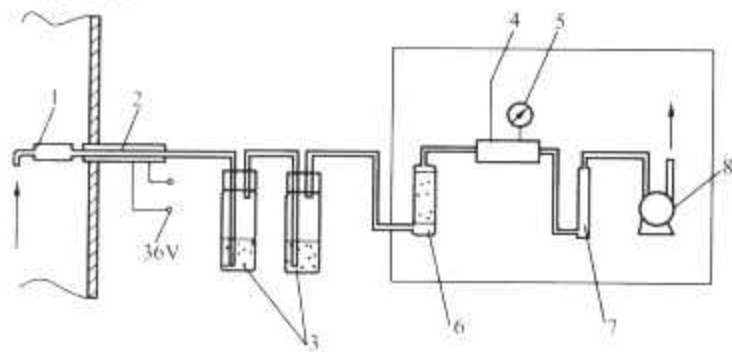


图 15.2-1 HCl 的吸收瓶采样系统
1—滤筒；2—加热采样管；3—吸收瓶；4—温度计；
5—压力计；6—干燥瓶；7—流量计；8—抽气泵

3.1.2 氯化氢的分析方法

样品中氯化氢的分析方法主要有三种：硝酸银容量法、硫氰酸汞分光光度法和离子色谱法。硝酸银容量法适用于测定高浓度氯化氢，方法简单易行；硫氰酸汞分光光度法灵敏度较高，此两种方法均受硫化物、氰化物及其他卤化物的干扰。离子色谱法测定范围广、准确、选择性好，能同时测定多种阴离子。

3.1.2.1 硝酸银容量法

氯化氢被氢氧化钠溶液吸收后，在中性条件下，以铬酸钾为指示剂，用硝酸银标准溶液滴定氯离子，生成氯化银沉淀，微过量的银离子与铬酸钾指示剂反应生成浅砖红色铬酸银沉淀，指示滴定终点。测定范围为 40mg/m³ 以上。

3.1.2.2 硫氰酸汞分光光度法

用稀氢氧化钠溶液吸收氯化氢（HCl）。吸收溶液中的氯离子和硫氰酸汞反应，生成难电离的二氯化汞分子，置换出的硫氰酸根与三价铁离子反应生成橙红色硫氰酸铁络离子，根据颜色深浅，用分光光度法测定。

3.1.2.3 离子色谱法

用氢氧化钾—碳酸钠混合溶液吸收氯化氢气体，生成氯化钠，用离子色谱仪测定。测定范围为 25~1000mg/m³。

3.2 氯气的监测与分析

氯气指固定污染源有组织排放和无组织排放的游离氯。

3.2.1 甲基橙分光光度法

含溴化钾、甲基橙的酸性溶液和氯气反应。氯气将溴离子氧化成溴，溴能在酸性溶液中将甲基橙溶液的红色减退，用分光光度法测定其褪色的程度来确定氯气的含量。

3.2.2 碘量法

氯被氢氧化钠溶液吸收，生成次氯酸钠，用盐酸酸化，释放出游离氯。游离氯再氧化碘化钾生成碘，用硫代硫酸钠标准溶液滴定，计算出氯的量。测定范围为 35mg/m³ 以上。

3.3 重金属污染物的监测

采样、制样和样品分析是测量烟气中重金属二次污染物的关键步骤，其方法和操作的正确与否直接影响到最终结果的正确性和可靠性。

3.3.1 采样

重金属在冷凝过程中由于同类核化的作用，常形成直径小于 1μm 的颗粒，这些富集了有毒重金属的微小颗粒将会逸出净化设备而排入大气环境。在烟气的采样中，采样位置和采样点非常重要，应尽可能的将采样位置设在烟囱或地面管道气流平稳的管段中，而对于采样点的选择应按照同一断面内多点测量的原则，保证均匀性。

烟气的采样中，为了能有有效的捕集烟气中的有害重金属，除了滤筒中收集的飞灰外，烟气中重金属的取样和采集亦是一个关键因素，可用的方法有溶液吸收、固体中介吸附以及金属合并等方法。其中最为常用的是溶液吸收。至今，有关于吸附液的种类以及采样瓶的多少的研究有很多，由于在众多重金属的研究中，金属汞及其化合物由于自身的特性被认为多出现在烟气中，因而大部分是关于如何吸收汞及其化合物的研究。

国外最早的关于烟气采样中收集和保留挥发态金属的标准是 EPA Method 5（U. S. A EPA 1971），它是在适当的采样点基于等动力学原理对烟气取样，利用过滤系统收集颗粒物，并将采样过的气体通过一系列装有特殊试剂（如 ICl 或酸化的 KMnO₄ 溶液）的采样瓶收集有害物质。表 15.2-1 所示为可以用于作为吸收烟气中汞及其化合物的媒介溶液。

表 15.2-1 常用的吸收烟气中汞及其化合物的吸收溶液

冲击采样瓶中可用的吸收液	
采用硫酸酸化的高锰酸钾溶液	硼氢化钠溶液
采用硝酸酸化的高锰酸钾溶液	酸化的双氧水溶液
一氯化碘溶液	酸化的重铬酸钾溶液
一氯化碘或钾或氢溶液	过硫酸铵溶液
次溴酸盐溶液	银催化的过硫酸铵溶液
碳酸盐—磷酸盐溶液	处于氢氧化铵介质中的双氧水溶液
乙醇溶液	与硝酸银共存的双氧水溶液
浓度为 99% 的异丙醇溶液	硝酸溶液

3.3.2 样品制备

采集过来的样品在最终分析前需要进行样品的制备和样品的预处理。

3.3.2.1 样品制备

样品的制备过程是测量重金属污染物的第二步，样品的制备必须保证最终参与分析的样品具有代表性。采集的灰必须进行缩分。混合缩分采用圆锥四分法，直至所需要的数量为止。

3.3.2.2 样品的预处理

样品制备完成后，必须进行预处理。预处理过程在样品转移的过程中必须使用空白样，以确保排除样品的交叉污染，增加测量结果的可信度。

酸溶的目的是为了将样品中的待测金属转为离子态的形

式, 酸溶的方法标准因所测金属种类的不同而不同, 具体方法如下:

(1) Hg 。 $\text{HNO}_3\text{-H}_2\text{SO}_4\text{-V}_2\text{O}_5$ 分解法: 准确称取样品 0.5~2.0g 于 150mL 三角瓶中, 依次加入 V_2O_5 50mg, 浓硝酸 25mL, 浓硫酸 5mL, 玻璃珠 2~3 粒。在电热板上加热分解至试液温度为 135~140℃。取下稍冷, 加水至 20mL, 继续加热至 135~140℃, 取下冷却, 加水定容至 100mL。

(2) Pb 、 Cd 、 Cu 、 Zn 。 $\text{HNO}_3\text{-HF-HClO}_4$ 法: 称约 0.5g 样品, 置于聚四氟乙烯烧杯中, 加浓硝酸 10mL, 待激烈反应停止后, 移至低温电热板上, 加热溶解 1h。取下, 冷却, 加入浓氢氟酸 5mL, 加热煮沸 10min。取下, 冷却。加入高氯酸 5mL, 蒸发至近干。然后再加高氯酸 2mL, 再次蒸发至近干, 残渣为灰白色。冷却, 加入 1% HNO_3 25mL, 煮沸溶液残渣, 移至校准过的 50mL 聚丙烯容量瓶中, 加水至刻度, 摇匀备测。

(3) Cr 。

1) 称取样品 0.2~0.5g 于聚四氟乙烯坩埚中, 用少量水润湿, 滴加 (1+1) H_2SO_4 1mL, 浓 HNO_3 5mL, 待激烈反应停止后, 加盖, 移至电热板上加热分解。取下稍冷, 用量筒加入氢氟酸 5mL, 继续加热蒸至冒浓厚 SO_3 白烟。取下坩埚, 稍冷, 加少量水冲洗坩埚壁, 再加热蒸至近干以驱除残余的 HF 。取下坩埚冷却, 加 3mol/L HCl 5mL, 加热溶解可溶盐类, 定量移入 25mL 容量瓶中, 加 10% NH_4Cl 溶液 1mL, 加水至刻度, 摇匀, 备测。

2) $\text{HNO}_3\text{-HF-HClO}_4$ 分解法。

(4) Co 、 Ni 。 $\text{HNO}_3\text{-HF-HClO}_4$ 用 1% HCl 溶解残渣, 定容 50mL。

(5) Mn 。

1) $\text{HNO}_3\text{-HF-HClO}_4$ 分解法。

2) 50mL 容量瓶, 加入 Mn 标准操作液 (1.00mg Mn/mL) 0, 0.5, 1.0, 2.0, 3.0, 5.0mL, 加入 CaCl_2 溶液 2.5mL (1mL=10mg Ca), 加 (1+1) HNO_3 1mL, 加水定容。

水溶的目的是为了研究重金属的渗滤特性。

为了测出固体废物浸出液中所含重金属的种类及其浓度, 需要根据不同的金属种类采用不同的方法, 金属 Cu 、 Zn 、 Pb 、 Cd 、 Ni 可直接用于仪器测量, 而另外的重金属则必须经历预处理。

3.3.3 样品的分析

样品经历了预处理过程之后, 酸化的样品必须尽可能快的分析, 样品的分析同样必须根据不同的金属种类采用不同的方法。详细内容可参考标准方法。

4 微量和痕量有机污染物的监测与分析

4.1 多环芳烃的监测与分析

分析 PAHs 污染物同样需要经过采样、制样和测量等关键步骤。

4.1.1 样品的预处理

样品的预处理过程主要包括索氏抽提、旋转蒸发及层析分离三个主要的步骤。这三个步骤将样品中的有害物质从样品中提取出来, 浓缩以及切割分离, 然后将样品中的有害元素及其化合物转化为能够被检测的离子态形式。

4.1.1.1 索氏抽提

索氏抽提仪主要有四部分组成, 包括冷凝管、索氏抽提管、烧瓶及外加恒温水浴锅, 参见图 15.2-2。

步骤为:

(1) 取少量玻璃棉平铺索氏抽提管的底部, 堵住回流口, 再取一勺无水硫酸钠覆盖在玻璃棉上, 吸收液中存在的少量水分, 同时注意不要让无水硫酸钠流到回流管中。

(2) 用烧杯量取二氯甲烷 120mL, 将广口瓶中的 XAD-2 和吸收液转移到装置索氏抽提管中, 其中树脂滞留在套筒里; 同时用二氯甲烷冲洗广口瓶三次, 将冲洗液也转移到索氏抽提管中; 对于瓷舟中的灰渣, 将灰渣连同瓷舟一起放入装置索氏抽提管中。最后将剩余的二氯甲烷也全部转移到装置 B 中, 并注意二氯甲烷的量要超过回流所需的量。

(3) 在装置 C 中放 2 颗玻璃珠, 防止暴沸。

(4) 将整套装置置于水浴锅中, 并调节水温大约为 48℃, 保证每小时回流 3~4 次; 整个索提时间为 20h 左右。

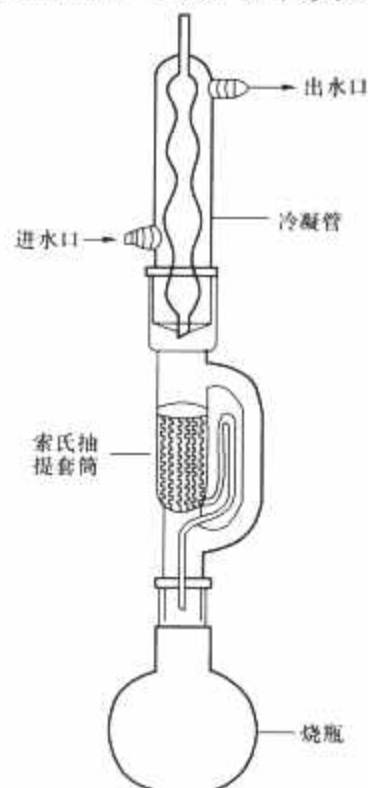


图 15.2-2 索氏提取装置

4.1.1.2 旋转蒸发

旋转蒸发的试验装置见图 15.2-3。

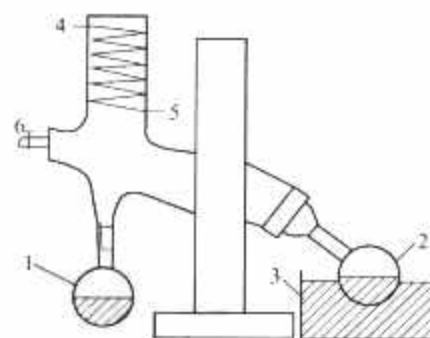


图 15.2-3 旋转蒸发器示意图

1—烧瓶 (承接废液); 2—烧瓶 (装有待旋蒸的溶液);
3—水浴锅; 4—冷却水出口; 5—冷却水入口;
6—活塞

步骤为:

(1) 取一漏斗, 在漏斗底部塞一小块玻璃棉, 在玻璃棉上平铺少许无水硫酸钠, 将索提得到的溶液通过漏斗过滤。

(2) 将盛有过滤后溶液的烧瓶 2 如图 15.2-3 固定在旋转蒸发器上, 关好活塞 6, 接通电源将水浴锅中的水加热到 42℃ 左右, 将烧瓶 2 浸入水中, 使水平面和溶液面在同一水平面上。

(3) 调节烧瓶 2 的转速, 使转速为 30~50r/min。

(4) 待溶液蒸发到剩余 2mL, 停止旋蒸, 将烧瓶 2 取下

来,加入2mL的正己烷后,再将烧瓶2装好,继续旋蒸,直到将溶液中的二氯甲烷蒸发完为止。

(5) 将烧瓶2取下,将瓶中的溶液转移到5mL的离心管中,注意用正己烷冲洗烧瓶的壁面,将冲洗液也转移到离心管中,用正己烷定容到5mL。

(6) 将离心管放入冰箱的冷藏室,低温避光保存。

(7) 将烧瓶1中的废液转移到废液瓶中。

(8) 取一漏斗,在漏斗底部塞一小块玻璃棉,在玻璃棉上平铺少许无水硫酸钠,将索提得到的溶液通过漏斗过滤。

(9) 将盛有过滤后溶液的烧瓶2如图15.2-3固定在旋转蒸发仪器上,关好活塞6,接通电源将水浴锅中的水加热到42℃左右,将烧瓶2浸入水中,使水平面和溶液面在同一水平面上。

(10) 调节烧瓶2的转速,使转速为30~50r/min。

(11) 待溶液蒸发到剩余2mL,停止旋蒸,将烧瓶2取下来,加入2mL的正己烷后,再将烧瓶2装好,继续旋蒸,直到将溶液中的二氯甲烷蒸发完为止。

(12) 将烧瓶2取下,将瓶中的溶液转移到5mL的离心管中,注意用正己烷冲洗烧瓶的壁面,将冲洗液也转移到离心管中,用正己烷定容到5mL。

(13) 将离心管放入冰箱的冷藏室,低温避光保存。

(14) 将烧瓶1中的废液转移到废液瓶中。

4.1.1.3 层析分离

装置示意图见图15.2-4。



步骤为:

(1) 取一色层柱底部填塞少量玻璃棉,松紧度要适宜,不要太紧也不要太松。

(2) 用普通天平称取3.0g的硅胶加入到色层柱中,轻敲柱壁,使吸附剂填充均匀。

(3) 然后加入2g碱性或中性氧化铝,同样轻敲柱壁。

(4) 用移液管量取6mL正己烷立即加入,润湿柱子。

(5) 待润湿柱子的正己烷流至接近层析剂顶部界面时,将样品浓缩液转入色层柱。

(6) 待样品液流至接近柱子底部2~3cm时换上已测量的称量瓶承接饱和烃。

(7) 用移液管量取5mL正己烷淋洗柱子。

(8) 重复实验步骤(7)三次。

(9) 量取12mL的二氯甲烷和6mL的正己烷混合均匀。

(10) 当第四次正己烷流至接近层析柱顶部界面时,以5mL的二氯甲烷和正己烷混合液淋洗。

(11) 当第一次混合液流进柱内2mL时,取下承接饱和烃的称量瓶,换上另一个以称量干净的称量瓶承接芳香烃。

(12) 重复步骤(10)两次。

(13) 将装有溶液的称量瓶在40℃烘箱中烘干。

(14) 将烘好的称量瓶在40℃真空度为 5.33×10^4 Pa的真空箱中保持30min,取出马上称量,两次称量不得超过 ± 0.00020 g。

4.1.2 样品的检测

在测定环境样品中的痕量物质时,特别是对于有机化合

物测定包括四个过程:

(1) 把测物从基体中分离出来,并与样品中的其他痕量物质分离。

(2) 检测已分离的物质。

(3) 定量已分离的物质。

(4) 鉴定这些物质。

色谱分离过程是进行分离的一种非常有效的方法。具体说它不同于简单的溶液萃取。它是指一组操作过程,其中由于样品在两种互不相溶的相之间进行分配而导致的样品分离,这些相中一个相是固定的。而在色谱法(分为气相色谱法,液相色谱法,薄层和纸色谱法)的基础上采用由紫外—可见光光度计、荧光光度计、火焰离子化检测器或质谱仪对PAHs进行测定。

4.2 二噁英的监测与分析

4.2.1 二噁英样品的采集

烟气中二噁英包括固态和气态两部分,灰尘用“滤纸捕集”,气态用“吸收捕集”或“吸附捕集”,通过在灰尘捕集装置后连接吸收瓶和吸附柱子实现。采样装置的各部分为:

4.2.1.1 采样管

当烟气温度在500℃以下,可使用硬质玻璃,当温度为500℃以上时,应使用透明石英玻璃,当烟气温度高于500℃应采用冷却水冷却,当温度在100~500℃之间可直接采集,温度低于100℃最好有烟气的加热装置。

4.2.1.2 灰尘捕集装置

灰尘捕集装置采用玻璃纤维滤筒收集灰尘。

4.2.1.3 吸附捕集部分

主要采用吸附树脂(XAD-2)、高沸点有机溶剂(一缩二乙二醇)、1,2-亚甲基二醇和聚氨酯甲酸酯泡沫块PUF等,其中XAD-2树脂吸附效果较好,按美国USEPA method 5方法回收率为87%~114%;冲击式吸收瓶收集水和水蒸气,整个采样系统采用全玻璃或石英玻璃制成。

采样结束后将系统用丙酮、二氯甲烷、甲苯溶液依次润洗,将润洗液与XAD-2、滤筒等一起进行预处理。采集的样品应放入棕色玻璃瓶中,放入冰箱保存。在样品预处理前样品应保存在低于4℃的黑暗环境。

4.2.2 二噁英(PCDD/Fs)的预处理及分析方法

二噁英的分析属于超痕量、多组分(同系物、异构体的分离),复杂的处理技术,难以利用常规分析手段进行有效的分离和定性定量,标准样品难以得到而且价格昂贵,加上二噁英对人员健康的直接危害等原因,对特异性、选择性和灵敏度的要求极高,PCDD/Fs共有210同系物、异构体,加上209个PCBs,共有419个二噁英及其类似物,只有良好的净化技术及特异性的分离手段才能满足要求。

PCDD/Fs的化学分析有两个不同的方案,一个为分析所有的PCDD/Fs,目的在于了解各化合物的分布形式,鉴定其可能来源;另一个仅测定2,3,7,8-取代的17种PCDD/Fs。后一个比较完善,以美国EPA1613方法为代表的HRGC/HRMS方法已成为各国公认的仲裁方法。

4.2.2.1 提取

PCDD/Fs的提取方法与有机氯农药残留检测方法相似,包括溶解、振摇、混匀、超声或索氏提取,使用CO₂为流体的超临界流体提取方法也可用于环境样品中PCDD/Fs的提取,提取前加入¹³C或³⁷Cl标记的内标,用以测定提取净化效率与校正分析损失,只要预处理的回收率达到要求的范围(50%~120%),都认为预处理过程是可行的。

4.2.2.2 净化

净化目的是除去共提取物中的干扰组分，净化程度取决于被测组分的数目、基质干扰及 GC-MS 状态。目前大多采用色谱法进行净化，包括吸附、分配与排阻色谱。一系列色谱柱，如硅胶加化学改性吸附剂 [用硫酸、KOH、Ca(OH)₂ 处理的硅藻土及硅胶]、Florisil (硅藻土)、氧化铝、活性炭等，常被串联使用，多层色谱联用柱也日益普及。

根据样品类型选择适当的净化方法，存在大量共提取物时需要进行预处理。包括酸或碱洗，如用硫酸处理消除油脂等干扰组分；硅胶柱可吸附脂质及油脂成分，用硫酸、氢氧化钠和硝酸银浸泡处理的多层硅胶柱进行洗脱；凝胶渗透色谱也被用来去除脂肪和其他分子量相对较高的化合物。

4.2.2.3 分离

净化手段尽管复杂，最终的提取液仍存在氯代化合物的干扰。这就需要良好分离技术。高分辨色谱 HRGC 是有效分离 PCDD/Fs 的唯一选择。常用 WCOT 毛细管柱，长度为 15~60m，内径 0.22~0.35mm，内膜厚度为 0.15~0.25μm。非极性或非弱极性固定相（烷基/芳基硅烷，如 OV1、SE30、SE52、SE54、PS255、DB-1、DB-5、OV17-01 等）可有效将 PCDD/Fs 分离为氯原子取代数相同的化合物的组（如：所有 TCDDs 和 TCDFs 及所有 PeCDDs 和 PeCDFs 等分离），而极性固定相（氰基硅烷，如 silar10c、SP2330、SP2340、CP SIL88 等）可将一组中的异构体进行分离。迄今为止，尚未见仅用一根色谱柱即可分离所有同系物异构体的报道。使用前欧共体规定使用的非极性色谱柱（如 DB-5）分析仅有 2,3,7,8-取代的 PCDD/Fs，同时使用非极性色谱柱和极性色谱柱（如 SP 2331 和 CPSIL 88）可分离其他位置上氯取代的 PCDD/Fs。

4.2.2.4 定量

要尽量减少化学噪声和改善检出限，以保证 PCDD/Fs 这一类复杂化合物的痕量分析。采用选择离子监测 (SIM) 的质谱法，以 ¹³C 稳定同位素为内标，校正标准测定各个同系物异构体的响应因子和线性范围。定量监测主要采用 SIM 技术监测氯同位素 2 个分子离子 (M⁺, M+2) 或其他丰度较高离子，同时监测相应的 ¹³C 稳定性同位素内标氯同位素的两个分子离子，通过不同窗口对氯不同取代程度的异构体分别定量。这可减少共提取物和其他污染物的干扰，提高监测选择性和灵敏度。所使用仪器包括四极杆低分辨质谱仪 (LRMS)、双聚焦磁式扇形高分辨质谱仪 (HRMS) 和质谱-质谱串联 (MS-MS)。HRMS 通过监测精确质量提供了最高的选择性，因此 HRMS 是 PCDD/Fs 测定的首选仪器。

5 烟气参数的连续在线监测技术

烟气排放连续监测是指对锅炉排放的污染物浓度和排放率进行连续地、实时地跟踪测定，每个固定污染源的测定时间不得小于总运行时间的 75%，在每小时测定时间不得低于 45min。

烟气排放连续监测系统 (CEMS) 是指连续测定固定污染源排放烟气中污染物浓度和排放率的全部设备。烟气 CEMS 由颗粒物 CEMS 和/或气态污染物 CEMS (含 O₂ 或 CO₂)、烟气参数测定子系统组成，其配置见图 15.2-5。通过采样方式和非采样方式，测定烟气中污染物浓度，同时测定烟气温度、烟气压力、流速或流量、烟气含水量 (或输入烟气含水量)、烟气含氧量 (或 CO₂ 含量)；计算烟气污

染物排放率、排放量；显示和打印各种参数、图表并通过数据、图文传输系统传输至管理部门。

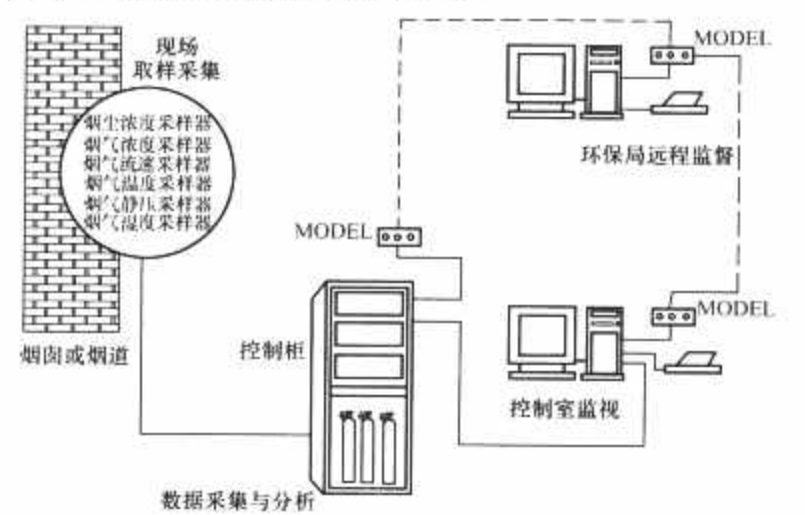


图 15.2-5 固定污染源 CEMS 配置

5.1 CEMS 的分类

CEMS 系统按取样方式分为两类。

5.1.1 抽取采样式

抽取系统是烟气分析的传统方法，即从烟囱抽取烟气送入分析仪器进行分析，其有三种基本类型：

5.1.1.1 干法抽取 CEMS 系统

干法抽取 CEMS 系统使用的分析技术要求样品气流无尘、除湿、低温。因此，样气在到达分析仪之前须经过滤除尘、除湿和冷却等调节处理。

5.1.1.2 湿法抽取 CEMS 系统

湿法抽取 CEMS 系统在探头端部去除烟尘，然后保持样气处于热态。在烟气成分测量的全过程中保留潮气。因此，这项技术要求在整个 CEMS 系统中包括在分析仪中，样气温度始终要保持在酸露点温度以上。

5.1.1.3 稀释法抽取 CEMS 系统

抽取少量的烟气样品过滤后再用清洁干燥的空气按 1:100 稀释，使烟气达到常规空气状态下不结露，再用普通环境空气检测仪分析。在稀释法抽取 CEMS 系统中稀释空气要去除水蒸气，以免影响测量精度。在空气净化系统中，装备有去除这些有害成分的过滤器和涤气器。

5.1.2 横贯烟囱在线式

无须采样，发射一束红外或紫外光穿过烟道，烟囱本身成了样品室，利用污染物的特征吸收光谱进行测量，即时性强，但价格较高。发射器安装在烟囱一侧，接受器安装在相对应的另一侧。仪器响应快，但不能现场动态调零和校准。确定零点和校准，需要排除通过光学取样路线的烟气，用零气体（清洁干燥的空气）取代才能对整个系统进行调零，再用标气校准。在实际监测工作中运用有很大难度。

各种 CEMS 系统的比较如表 15.2-2 所示。

表 15.2-2 CEMS 系统取样技术优缺点比较

技术方案	优 点	缺 点
干式全部抽取法	干基测量 大多数 CEMS 制造商均采用此种方法 测量精度较高	需要其他方法来确定烟气的湿度以计算污染物的质量流量 在高硫份场合有酸冷凝的可能 样气调节系统需要经常维护 需要加热样气管管线 取样流量较大，减短了过滤器的使用寿命

续表

技术方案	优点	缺点
湿式全部抽取法	湿基测量 维修量少	需加热线管和耐热分析仪 烟气的湿度会影响氮氧化物的测量精度 制造厂家较少 取样流量较大, 过滤器的使用寿命较短
稀释取样法		需多种方法来修正压力和温度条件的变化 为保证测量的准确, 稀释空气需进行净化处理 常需对取样管线进行防冻处理, 并对探头加热
在线式	湿基测量 实时分析 不需要采样管线	制造厂家较少 电子线路部分安装在环境恶劣的现场容易损坏 维修不便 易受烟气中烟尘和水珠的影响 测量光程长度受限制

5.2 烟尘颗粒物连续监测技术

5.2.1 单光程颗粒物监测仪器

利用透射率法测量烟尘颗粒物浓度的原理是基于朗伯—比耳定理而设计的。红外 LED 或红外激光源发射器和接收器分别置于烟道两侧, 由于烟气中颗粒物浓度的吸光效应, 接收器接收到的光通量与烟道内颗粒物浓度有相应关系。朗伯—比耳定理表明光通过含有颗粒物的烟气的透过率与 kcL 呈指数下降, 即

$$T_r = I/I_0 = e^{-kcL}$$
 (15.2-1)

式中: T_r 为光通过烟气的透过率; I_0 为入射光强; I 为接收光强; k 为分子吸收率 (与颗粒物直径、波长及吸光度有关); c 为颗粒物浓度; L 为光程。

对于稳定的介质和固定的波长, k 为常数, 对于固定的烟道, L 为常数。因此 c 只与 I/I_0 有关。

透过率法测量烟尘浓度仪器的结构原理见图 15.2-6。

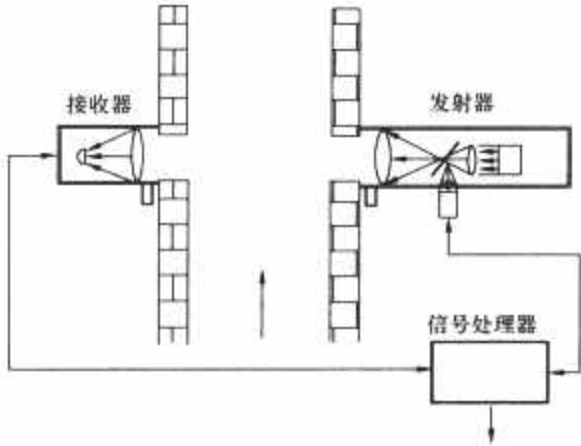


图 15.2-6 透过率法测量烟尘浓度仪器的结构原理

发射器中的光源发出恒定的光通量, 经透镜形成平行光, 指向接收器。发射器中有专门的部件监测光源的强度和温度变化的补偿。接收器中透镜的焦点与发射器透镜的焦点在同一直线上, 并将平行光聚至光敏元件。被测颗粒物通过平行光时, 对光产生遮挡, 产生光损失, 颗粒物浓度越高, 对光的遮挡率越大, 光损失越大, 接收器的光敏元件的接收信号越小。由于颗粒物浓度的变化使接收器的光敏元件的接收信号随之变化, 其变化规律符合式 (15.2-1), 接收器的输出信号经数据处理器运算处理后, 传送至控制显示部件。

在运行中, 为了防止颗粒物对发射器和接收器造成污染, 发射器和接收器在靠近烟道端均设计有气体反吹结构, 使其运行时在镜头前形成气幕, 保护镜头。

5.2.2 双光程颗粒物监测仪器

双光程颗粒物监测仪器将发射器和接收器部件装在同一个壳体中, 安装在烟道同一侧。另一侧用反射镜取代了接收器。其优点是结构紧凑, 更重要的是发射器光源和接收器的光敏部件是在同一个温度下运行, 克服了单光程监测仪器中的热漂移影响。

德国 SICK 公司的 FW56-I 烟尘检测器是比较典型的采用透射式双光程方法进行颗粒物连续测量的仪器。它由 FWM56 发射/接收装置、FWR56-2 (或 FWR56-4) 反射镜、FWA56-I 计算装置、FWS56 空气反吹附件、MEPA56-I 测量软件组成见图 15.2-7。

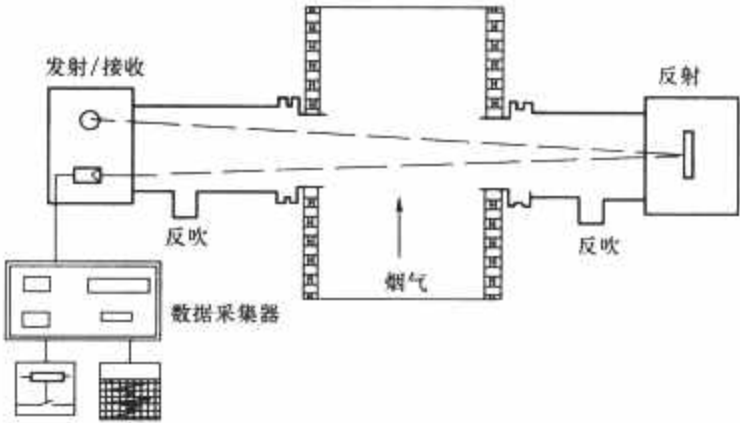


图 15.2-7 SICK FW56-I 烟尘检测器结构原理

5.2.3 散射光颗粒物监测仪器

散射光测量颗粒物比透光度测量灵敏度高得多。当粒子被照明时会出现不同的效应, 这些效应互相重叠, 在不同的角度它们的量是不同的。散射光是与辐射角相关的观察角的函数。

5.2.3.1 外置式后散射光颗粒物监测仪器

将一束光射入烟道, 光束与烟尘颗粒相互作用产生散射, 散射光的强弱与总散射截面成正比, 当烟尘颗粒物浓度升高时烟尘颗粒物的总散射截面增大, 散射光增强, 通过测量散射光的强弱, 即可得到烟尘颗粒物的浓度。

图 15.2-8 所示为 DM201 外置式后散射烟尘检测器原理。F 为接收透镜的焦距, R 为接收透镜的半径, r 为接收器的半径。

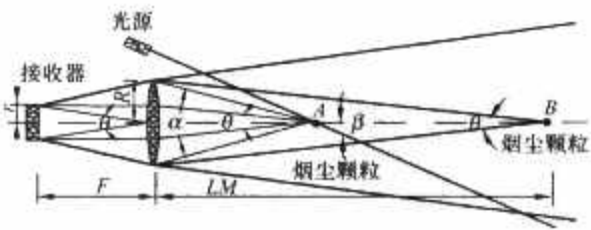


图 15.2-8 DM201 外置式后散射烟尘检测器原理

5.2.3.2 内置式后散射光颗粒物监测仪器

内置式后散射光颗粒物监测仪器使用一个固体光源。光源发出的光束通过探头外的取样区, 在取样区内烟尘的颗粒造成光的散射, 后向散射的光被聚焦到光学探测器上并转换成电信号输出。其原理见图 15.2-9, 其输出信号与颗粒物浓度成比例。另外一个探测器可接收光源的部分能量并形成比例电路用来对光源作自动补偿。

5.2.4 β 射线法烟尘颗粒物浓度监测仪器

β 射线法烟尘颗粒物浓度的基本原理是: 先用放射线核素所放射出的 β 射线照射空白滤纸, 测出空白滤纸对 β 射线

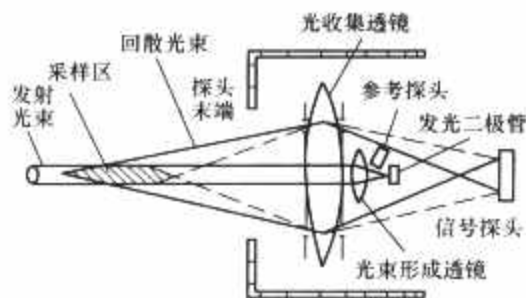


图 15.2-9 内置式后散射颗粒物测量仪原理

的吸收程度，然后通过采样管将烟尘捕集在滤纸上，再用 β 射线照射集尘后的滤纸，测出集尘滤纸对 β 射线的吸收程度，根据空白滤纸和集尘滤纸对 β 射线的吸收程度确定烟尘浓度。 β 射线的吸收与物质粒径、成分、颜色及分散状态无关，与物质的质量成比例。

YC-2000 型 β 射线烟尘在线监测系统结构原理见图 15.2-10。

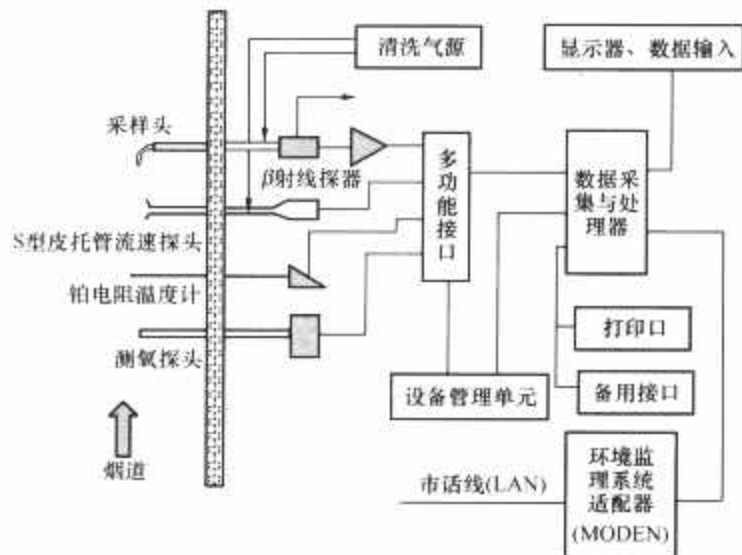


图 15.2-10 YC-2000 型 β 射线烟尘在线监测系统结构原理

5.3 气态污染物连续监测技术

5.3.1 紫外荧光法 SO_2 监测仪器

紫外荧光法对 SO_2 的检测灵敏度很高，可以检测到 10^{-9} 级的低浓度 SO_2 ，同时动态范围和线性度也比较好，因此广泛应用在环境空气质量监测系统中。使用紫外荧光法测量高浓度 SO_2 气体时，需要配接稀释采样器。紫外荧光法测量原理见图 15.2-11。

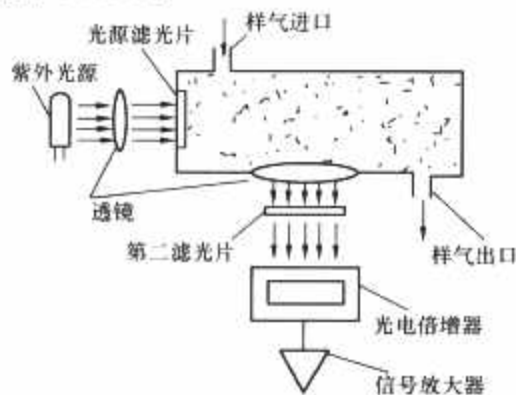


图 15.2-11 紫外荧光法测量原理

经过过滤稀释的烟气样气进入仪器的反应室时，在 $190 \sim 230\text{nm}$ 的紫外光照射下，生成激发态的 SO_2^* ，激发态的 SO_2^* 主要通过荧光过程回到基态，其发射的荧光强度与 SO_2^* 的浓度成正比。利用光电倍增管接收荧光，即可得到待测样气中的 SO_2 浓度。

在这个光谱大气中的 N_2 、 O_2 基本上不引起“荧光淬灭

效应”。

5.3.2 化学发光法 NO_x 监测仪器

化学发光法测量 NO_x 的灵敏度高、选择性好，对于多种物质共存的气体，通过化学发光反应和发光波长选择，可以不经分离地有效测定至 10^{-3} 级。现行范围宽达 $10^5 \sim 10^6$ 级。因此在环境监测、生化分析等领域应用广泛。

测量化学发光强度对物质进行分析测定的方法称为化学发光法。由若干方法可以对 NO_x 进行化学发光测定，最广泛使用的是臭氧的发光反应，其测量原理见图 15.2-12。

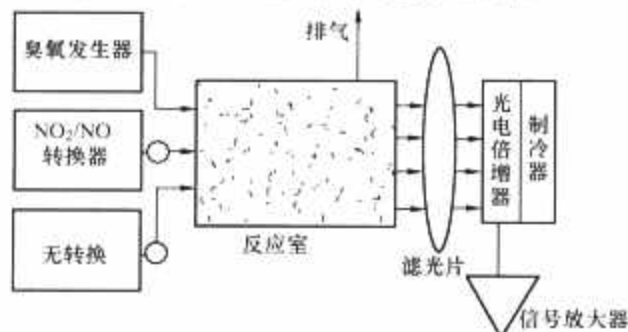


图 15.2-12 化学发光法测量原理

发射光谱在 $600 \sim 3200\text{nm}$ 范围内，最强发光波长为 1200nm 。发光强度与 NO 浓度成正比。

5.3.3 非分散红外吸收法烟气监测

5.3.3.1 干涉滤光片式检测器

所有多原子气体都能吸收特定频段的射线，此特性称作吸收光谱。采用非分散红外法测定特定气体浓度的 MIR9000 红外气体分析仪结构原理见图 15.2-13。

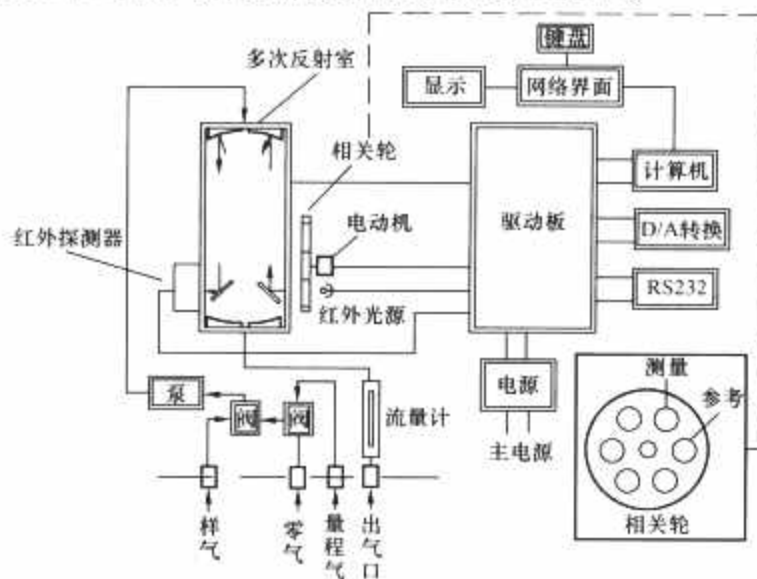


图 15.2-13 MIR9000 红外气体分析仪结构原理

分辨特定波长的干涉滤光片置于多次反射室光路上，红外光源发出的光在检测室通过多次反射到达红外接收器，在光路上出现的各种气体按不同的特定波长被吸收。检测室内没有被测气体时检测器接收能量为 I_0 ，检测室内有被测气体时检测器接收能量为 I ，根据朗伯—比耳定律即可得出被测气体浓度。

5.3.3.2 串联型气动式检测器

德国 MAIHAK 公司的 S710-MULTOR 多组分红外线气体分析仪见图 15.2-14。在一个分析模块当中，检测器充有多种气体，它对 SO_2 、 NO 、 CO 、 H_2O 均有灵敏度。光路中有个滤光片轮，在步进电动机的控制下，能顺序地进入光路。在某一滤光片放在光路时（如 SO_2 滤光片），整个光学部件就如同一个 SO_2 分析模块。在工作过程中，滤光片轮将 SO_2 、 NO 、 CO 、 H_2O 四种滤光片交替送入光路，因而检测器相应输出 SO_2 、 NO 、 CO 、 H_2O 四组信号。S710 仪器数

据处理程序, 将这些信号转换成浓度信号或 4~20mA 电流输出, 同时对它们之间的相互干扰进行修正。

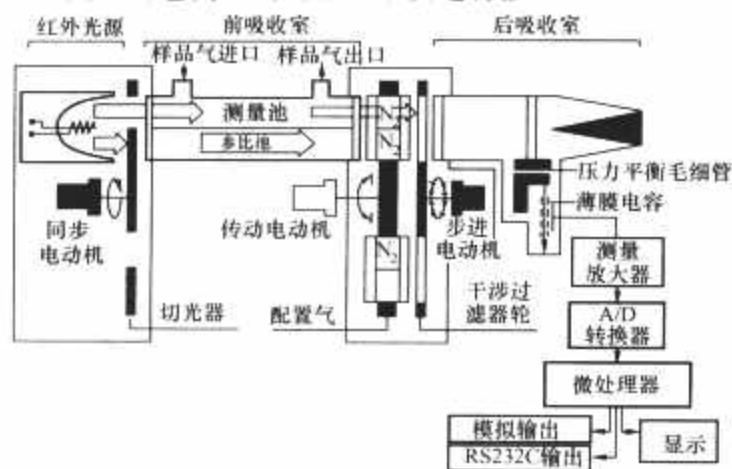


图 15.2-14 S710-MULTOR 多组分红外线气体分析器

5.3.4 直接抽取法非分散红外法烟气在线监测系统的构成

应用非分散红外法构成的烟气在线连续监测系统, 在烟气在线连续监测系统中占有较大的比例。该系统的结构原理见图 15.2-15。

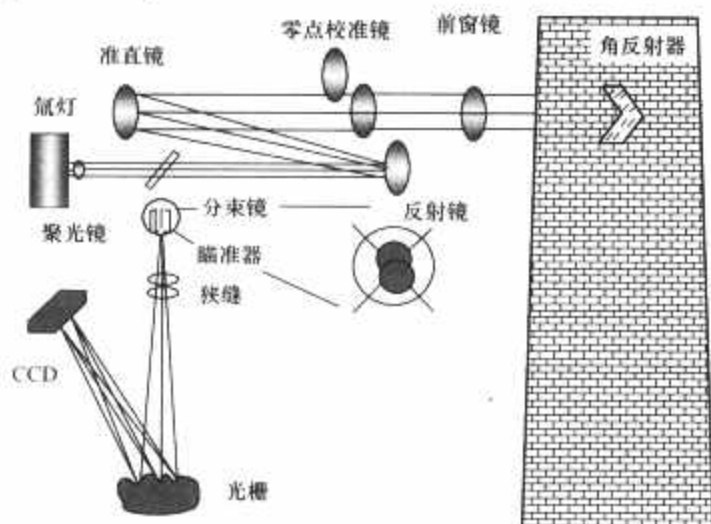


图 15.2-15 直接测量法内置式紫外烟气监测仪器结构

由于非分散红外法对样品气的洁净程度要求较高, 非分散红外法在线监测系统中对样品气的处理占了较大的比重。其主要流程为具有加热装置的烟尘过滤器将样气采集至伴热带输气管路, 通过两级冷凝脱水后, 经细过滤器进入到红外分析仪。对烟气含量和浓度进行分析。考虑到烟道负压和管路阻力, 样气采集流量较大, 一般为 2~3L/min, 红外气体分析仪的一般采样流量为 0.6~0.8L/min, 多余气体则旁路掉。由于加热型烟尘过滤器的烟尘堆积, 系统在烟气采样器加装反吹功能。

5.3.5 直接测量法外置式非分散红外法烟气监测仪器

外置式直接测量, 省去了采样装置、气体传输管路、采

样泵及样品气的加热、冷凝、脱水等易损部件, 属于技术含量较高的第二代 CEMS 产品。法国 Oldham 公司的 6000 型烟气在线连续监测仪器即属于此类仪器。该仪器利用被测气体对红外线某一特定波长的吸收量来衡量该被测气体的浓度。SO₂、HCl、CO₂、NO、NO₂、CO、H₂O、烟尘等参数的测量均由该系统测量, 最多可同时测量五种气体成分和烟尘。

5.3.6 直接测量法内置式紫外吸收法烟气监测仪器

5.3.6.1 紫外光谱扫描吸收法烟气监测仪器

内置式紫外光谱扫描吸收法烟气监测仪器由测试分析仪、现场工控机、净化空气吹扫系统等部分组成。由测试仪完成 SO₂、NO_x、烟尘浓度测量, 经过 RS232 口传至现场工控机, 完成数据采集、处理、存储。净化空气吹扫系统向测试仪探头中不断吹扫, 以保持测试仪探头中镜片的清洁。

利用气态污染物对特定波段的光具有吸收特性, 选择波段在 200~320nm 的紫外光作光源, 在此波段内水分子和其他气体几乎没有吸收。入射光被污染物吸收后, 经光栅分光, 由高灵敏二极管阵列探测器测量吸收光谱, 并由此经计算机利用反演算法得到污染物的种类和含量。

5.3.6.2 双波长紫外光谱吸收法烟气监测仪器

SO₂ 在红外和紫外段都有特征吸收点, 在紫外段测量, 不受温度、水汽等非测量组分的干扰。当光线穿过被测气体时, SO₂ 分子会吸收某一特定波长 (λ_0) 的光能量而使 SO₂ 分子产生能级之间的跃迁, 对 λ_0 以外的波长则完全不吸收, 这种现象称为光谱特征吸收。紫外光谱特征吸收见图 15.2-16。

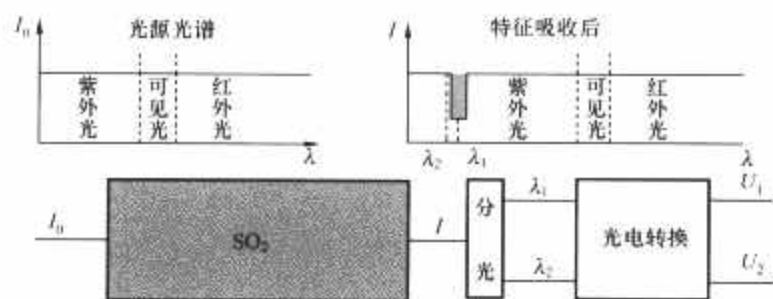


图 15.2-16 紫外光谱特征吸收

注: λ_1 为 SO₂ 特征吸收波; λ_2 紧邻 λ_1 , 完全不吸收 SO₂。

5.3.7 定电位电解法烟气监测仪器

定电位电解法烟气连续监测系统所用的传感器与便携式烟气监测仪器相似。虽然具有例如使用寿命的问题, 但其具有准确度高、重复性好、价格低廉及对前处理要求较低的特点, 该仪器性价比较高, 在烟气在线监测设备中占有一定的比例。针对定电位电解传感器的特点, 其在线监测设备一般设计为双气路、双传感器结构, 见图 15.2-17。

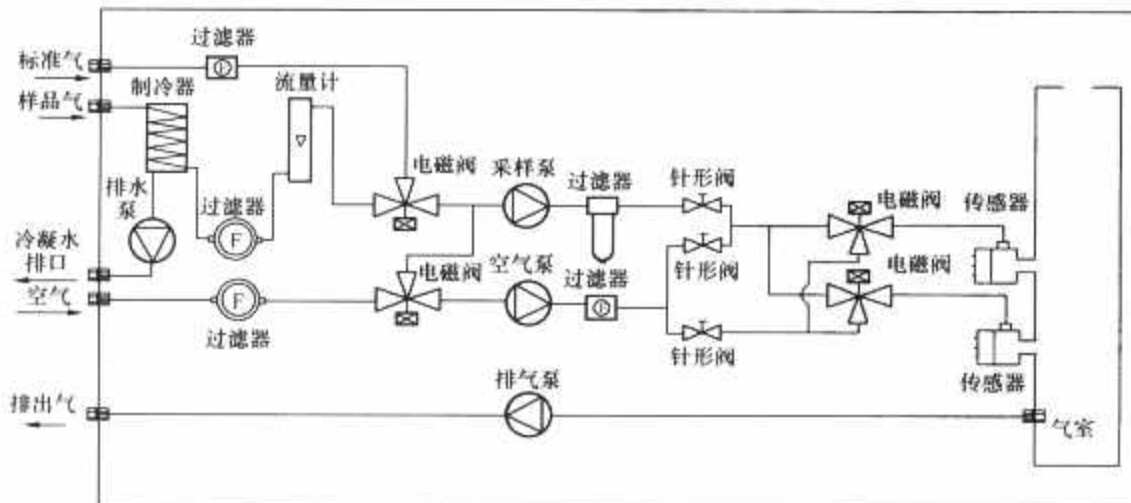


图 15.2-17 定电位电解法烟气在线监测系统原理结构

该系统的工作流程为采集的样品气经过滤、冷凝、脱水后，通过两位三通电磁阀经细过滤器进入一个传感器的气室对样品气进行测量，此时由空气采集泵将经过过滤的洁净空气进入另一个传感器的气室对其进行清洗。当对样品气进行测量的传感器完成一个周期的测量后，通过电磁阀的转接将洁净空气通入该传感器，对传感器进行清洗，同时通过电磁阀将样品气通入另一个传感器进行对样品气的测量。如此反复，完成对样品气的不间断测量。

5.4 烟气流速监测技术

5.4.1 皮托管法流速监测仪器

5.4.1.1 S 型皮托管烟气流速监测仪器

目前，S 型皮托管烟气流速测量是烟气流速测量中性价比较高的一种方法。3060 型 S 型皮托管连续监测仪器结构如图 15.2-18 所示。仪器由温度、压力测量系统、微控制器系统、反吹控制系统、模拟信号输出控制系统等部分组成。采用皮托管法测烟气流速。当主机工作时，微控制器系统采集各种传感器检测的信号，计算出动压、静压、大气压、烟温等参数。

5.4.1.2 S 型皮托管连续监测应用

阿里巴皮托管是在一根管上开出多个孔，在一个位置安装

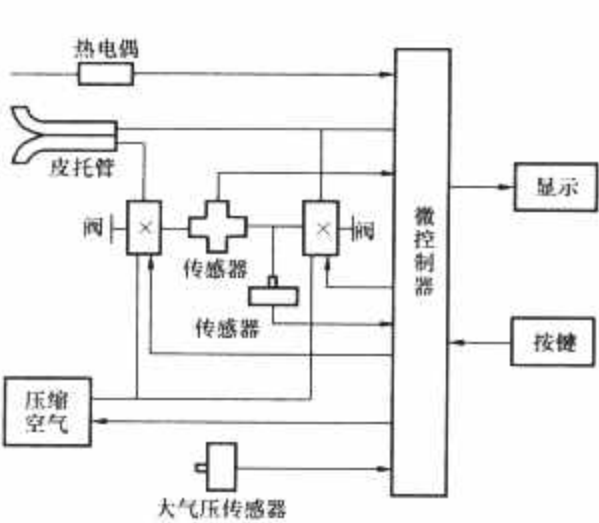


图 15.2-18 3060 型 S 型皮托管连续监测仪器结构

动压测量数据供流速、流量测量计算。

5.4.2 超声波法流速监测

超声波传感器的测量原理是多样的，如传播速度变化法、波速移动法、多普勒效应法、传输时间差法等。目前应用较广的主要是超声波传输时间差法。

超声波在流体中传输时，在静止流体和流动流体中的传输速度是不同的，利用这一特点，可以求出流体的速度。

第3章 除尘器

1 除尘器的分类与我国除尘技术的发展及现状

1.1 粉尘来源及危害

1.1.1 粉尘的定义

由自然力或机械力产生的，能够悬浮于空气中的固体微小颗粒。国际上将粒径小于 75 μm 的固体悬浮物定义为粉尘。在通风除尘技术中，一般将 1~200 μm 乃至更大粒径的固体悬浮物均视为粉尘。

按粉尘粒径大小可以把粉尘分为：

(1) 可见粉尘。可见粉尘是指用肉眼可见、粒径大于 10 μm 以上的粉尘。

(2) 显微粉尘。显微粉尘是指粒径为 0.25~10 μm 可用一般光学显微镜观察的粉尘。

(3) 超显微粉尘。超显微粉尘是指粒径小于 0.25 μm ，只有在超显微镜或电子显微镜下可以观察到的粉尘。

粉尘有多种多样的性质，按粉尘的物性分为：

- (1) 亲水性粉尘、疏水性粉尘。
- (2) 无黏粉尘、微黏粉尘、中黏粉尘、强黏粉尘。
- (3) 可燃粉尘、不可燃粉尘。
- (4) 高比电阻粉尘、中比电阻粉尘、低比电阻粉尘。
- (5) 纤维性粉尘、颗粒性粉尘。

1.1.2 粉尘的来源

粉尘来源可分为两大类：一类是人类活动引起的，另一类是自然过程引起的。当今最令人担忧的是人类的生活和生产引起的粉尘污染。目前，全世界每年排入大气的煤粉尘及其他粉尘在 1 亿 t 以上。严重污染了环境，对人类健康构成了威胁。

大气污染物总量中约有 10%~15% 是以粉尘的形式存在的。从比例来看，3% 来自机动车辆，13% 来自燃煤电厂，20% 来自工业锅炉，9% 来自垃圾处理，其他工业生产占 53% 左右。来自其他污染源的颗粒物有海洋盐类、火山灰、风蚀的灰尘、道路尘土、森林火灾的生成物以及植物花粉和种子。燃煤发电在我国电力结构中占绝对主导地位，燃煤电厂每年向大气中排出的粉尘超过 300 万 t。可见电站粉尘处理意义重大。

一般来说，气载粉尘颗粒物的粒径为 0.001~500 μm ，大部分粒径为 0.1~20 μm 。粒径小于 0.1 μm 尘粒的运动类似于气体分子。其特征是由于与气体分子相撞击而产生很不规则的布朗运动。粒径大于 1 μm ，但小于 20 μm 的尘粒随运载介质气体运动，大于 20 μm 的尘粒具有明显的沉降速度。因此，大于 20 μm 的尘粒在空气中停留时间很短。密度为 1g/cm³ 的尘粒沉降速度大致见表 15.3-1。

表 15.3-1 密度为 1g/cm³ 的尘粒沉降速度

尘粒直径 (μm)	0.1	1	10	100
沉降速度 (cm/s)	4×10^{-5}	4×10^{-3}	0.3	50

表 15.3-1 中的数值说明粉尘颗粒物在空气中存在着明显的差别。图 15.3-1 所示为粉尘颗粒物特性及粒径范围与相应的除尘器，其中部显示了不同物质的颗粒大小的范围。任何一种除尘设备，都不可能把这样粒径分布的颗粒物除尽。图 15.3-1 下端部分示出不同除尘设备适于收集的颗粒物的粒径范围。

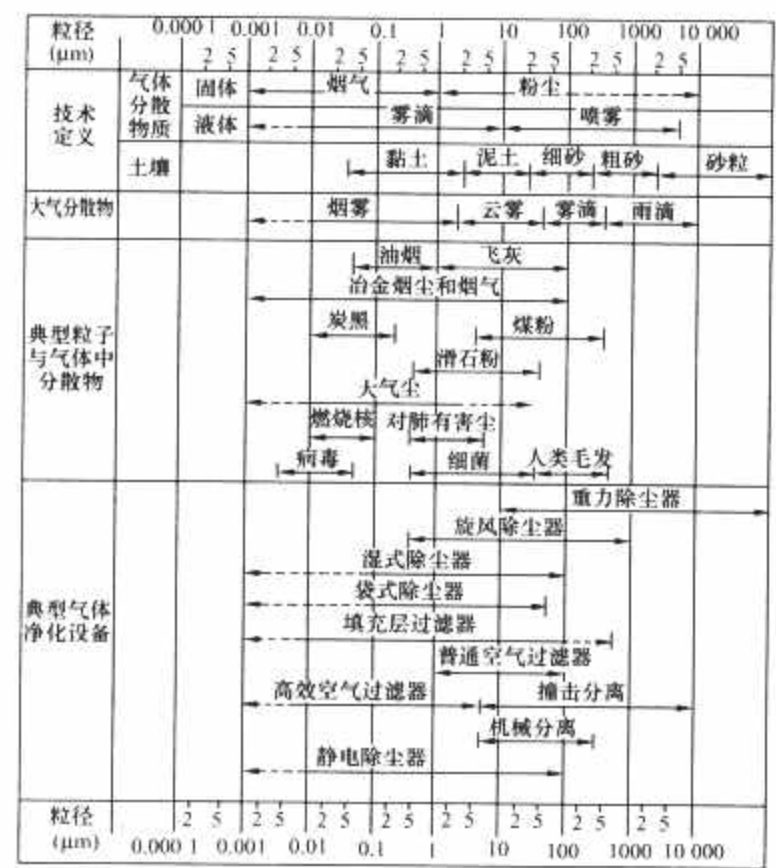


图 15.3-1 粉尘颗粒物特性及粒径范围与相应的除尘器

1.1.3 粉尘的危害

- (1) 粉尘对人体有危害，影响人体健康。
- (2) 粉尘爆炸的危害，影响建筑物和人身安全。
- (3) 粉尘对能见度的影响。
- (4) 粉尘对建筑物、动植物的影响——不利于动植物的生长。
- (5) 粉尘对机器设备的影响——降低设备的精度。

1.2 除尘器的分类

目前常规除尘器按其捕尘的作用力和作用机理大致可分为四类：

1.2.1 机械力式除尘器

机械力式除尘器是利用其自身重力、惯性力或者离心力将粉尘颗粒与烟气分离的装置，燃煤电厂常用的机械力式除尘器主要有旋风分离器等。

1.2.2 湿式除尘器

湿式除尘器是利用含尘烟气在与水等液体表面接触过程中所发生的惯性碰撞、阻拦作用、扩散溶解作用以及水分子的凝聚作用，使烟气中的粉尘相互结合（指粉尘颗粒与水之间或颗粒与颗粒之间），逐步形成较大的粒子而被捕集，同时也使烟气的有害气体溶入水中而被捕集以除尘的装置，如

文丘里除尘器和斜棒栅水膜除尘器等。

1.2.3 电除尘器

电除尘器是利用高压电磁场产生的静电力使烟气中粉尘带电并作定向移动而与烟气分离的除尘装置，又称静电除尘器。

1.2.4 过滤式除尘器

过滤式除尘器是使含尘烟气通过过滤介质而将烟气与粉尘分离以除尘的装置，分为表面过滤和内部过滤两种形式。目前使用较多的是袋式除尘器，它是采用织物进行表面过滤的除尘装置。

此外，按除尘过程中是否有水或其他液体参与，又可将除尘器分为干式和湿式除尘器。机械力式除尘器、过滤式除尘器和电除尘器都属于干式除尘器。干式除尘器除下来的灰渣是干性的，有利于灰渣的综合利用，目前正被广泛采用。但湿式除尘器初始投资费用较低，且可在除尘的同时进行脱硫，所以部分燃煤电厂仍旧采用此类型除尘器。

除尘器按其除尘效率，又可分为高效除尘器、中效除尘器和低效除尘器。袋式除尘器、电除尘器和文丘里管式除尘器属于高效除尘器，设计除尘效率均可达 99.9%，目前此三种除尘器不仅在燃煤电厂，在其他领域，如水泥、化工、冶金等行业都有广泛应用。旋风分离器和水膜除尘器属于中效除尘器，重力沉降室和惯性分离器则属于低效除尘器。目前应用较多的旋风分离器和惯性分离器主要用于烟气和粉尘的分离，通常作为多级除尘的初级除尘设备，而不是最终的除尘手段。

除尘器阻力是评价除尘器性能的一项重要技术指标，它表示烟气通过除尘器时压力损失。按其阻力大小可分为低阻除尘器 ($\Delta p < 500 \text{ Pa}$)，如重力沉降室、电除尘器等；中阻除尘器 ($\Delta p = 500 \sim 2000 \text{ Pa}$)，如旋风分离器、袋式除尘器等；高阻除尘器 ($\Delta p = 2000 \sim 20\,000 \text{ Pa}$)，如文丘里管式除尘器等。在一定的除尘效率条件下，除尘器阻力越大，风机消耗电能越高，运行费用也将提高。

1.3 各种除尘器性能比较

由于粉尘特性和所受的作用力及除尘器的分离原理不同，各种除尘器的适用范围、投资制造和运行费用等也不尽相同。

1.3.1 除尘器总效率和分级效率

除尘器的除尘效果用总效率和分级效率表示。

$$\eta = \frac{m}{m_{in}} \times 100\% = \left(1 - \frac{C_{out}V_{out}}{C_{in}V_{in}}\right) \times 100\% \quad (15.3-1)$$

式中： m 和 m_{in} 分别表示除尘器在单位时间内被捕集的粉尘质量和进入除尘器的粉尘质量， kg/h ； C_{in} 和 C_{out} 分别表示进、出口烟气中粉尘质量浓度， mg/m^3 ； V_{in} 和 V_{out} 分别表示进、出口烟气流量， m^3/h 。

多级除尘器的总效率 η_0 与单级除尘器的效率 η 关系如下：

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2) \cdots (1 - \eta_n) \quad (15.3-2)$$

分级效率 η_i 指的是同一个除尘器在某个粒径范围内的捕集效率

$$\eta_i = 1 - \frac{\Delta r_{out}}{\Delta r_{in}} (1 - \eta_0) \quad (15.3-3)$$

式中： Δr_{in} 和 Δr_{out} 分别表示进、出口烟气中此粒径范围内粉尘占粉尘总量的质量百分比， $\%$ 。

总效率与分级效率的关系是

$$\eta_0 = (\eta_1 \eta_n)_1 + (\eta_1 \eta_n)_2 + \cdots + (\eta_1 \eta_n)_n \quad (15.3-4)$$

1.3.2 燃煤发电厂除尘器工作性能汇总

燃煤发电厂除尘器主要有旋风分离器、湿式除尘器、电除尘器和袋式除尘器。选用除尘器的主要技术依据是除尘器的除尘效率、除尘器阻力、负荷、对含尘浓度的适应性和对灰性质的要求。各种除尘器工作性能及适用范围如表 15.3-2 所示。

表 15.3-2 各种除尘器工作性能及适用范围

型式	除尘器种类	适用范围					除尘总效率 (%)
		烟气流速 (m/s)	烟气阻力 (Pa)	烟尘浓度 (g/m³)	有效捕集粒径 (μm)	温度 (℃)	
干式	重力沉降室	0.5~1.0	50~200	>10	>50	<400	<50
	惯性分离器		300~800	<100	>20	<400	50~70
	旋风分离器	10~20	400~1500	<100	>10	<400	60~90
	电除尘器	1.0~1.5	100~300	<30	>0.1	<300	90~99.9
	袋式除尘器	0.01~0.03	1000~2000	3~20	>0.1	<250	90~99.9
湿式	文丘里除尘器	50~60 (喉部)	5000~20\,000	<100	>0.5	<500	90~99.9
	湿式电除尘器		200~400	<100	>0.5	<80	90~99.9
	水膜除尘器	15~22	500~1500		>5	<400	85~99

注 本表所列是指一般性能范围，供除尘器性能比较时的参考，事实上，各种除尘器根据其结构和运行条件，表中数据会有变化。

1.4 我国火电厂除尘技术的应用和现状

早期，我国火电厂在烟气除尘上，主要使用机械除尘和水膜除尘。直到 20 世纪 80 年代初，伴随 300、600MW 火电机组设计制造技术引进的同时，才开始引进静电除尘技术。到目前为止，电力行业采用静电除尘器的锅炉容量已占 95% 以上，个别项目已高效采用袋式除尘，但同时在粉仓、输煤皮带等设备的除尘，则较多的使用袋式除尘器，GB 13223—2003《火电厂大气污染物排放标准》要求标准状况下新建机组烟尘排放浓度为 50 mg/m^3 ，对于第一、第二时段的机组，烟尘排放浓度也要求大幅度降低，因此一批老机组电除尘需要改造，新机组的电除尘效率需要进一步提高。目前电除尘器的改造，或新建一般采用 5 电场或 6 电场，加大同极间距，解决灰的二次飞扬等措施，设计除尘效率可达到 99.9%，再加采用石灰石/石膏湿法脱硫，烟尘排放完全能达到 GB 13223—2003 中 50 mg/m^3 的要求。

2 电除尘器

2.1 静电除尘原理

电除尘器是利用电力进行除尘的装置，又称静电除尘器。目前，电除尘器已经成为高效除尘的主要设备之一，在处理高温大烟气量的场合，它更显示出其优越性，因而在冶金、水泥、电站锅炉及化工、轻工等行业得到广泛应用。

电除尘器的种类和结构很多，但都基于相同的工作原理。图 15.3-2 所示为管极式电除尘器工作原理示意图。接地的金属管称为收尘极（或集尘极），和置于圆管中心的、靠重锤张紧的放电极（或称电晕线）构成的管极式静电除尘器。工作时含尘气体从除尘器下部进入，向上通过一个足以使气体电离的静电场产生大量的正负离子和电子并使粉尘荷电，荷电粉尘在电场力的作用下向集尘极运动并在收尘极上沉积，从而达到粉尘和气体分离的目的。当收尘极上的粉尘达到一定厚度时，通过清灰机构使灰尘落入灰斗中排出。静电除尘的工作原理包括电晕放电、气体电离、粒子荷电、粒

子的沉积、清灰等过程。

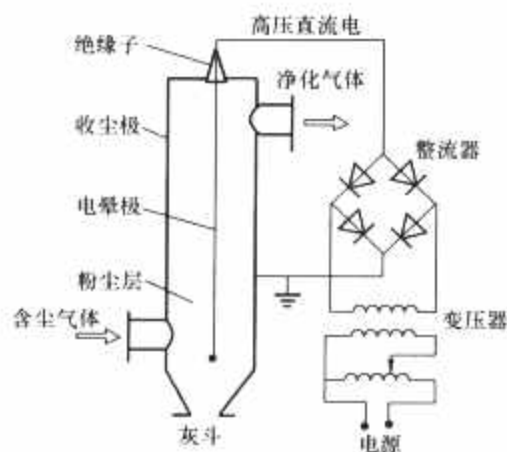


图 15.3-2 管板式静电除尘器工作原理示意图

2.2 电除尘器分类和特点

电除尘器分类方式很多，根据粒子荷电和集尘是否在同一区域内可分为双区电除尘器和单区电除尘器，双区电除尘器主要用于空气净化，又称集尘器。工业生产上大都使用单区电除尘器，单区电除尘器按清灰方法不同又可分为干式、湿式和半湿式。

干式电除尘器是用振打方式将干的粉尘从收尘极上抖落下来，收集的粉尘为干燥状态。湿式电除尘器用水冲洗电极，收下的粉尘为泥浆状，灰尘无二次飞扬和反电晕现象。因此，这种除尘器的除尘效率较高，对烟气中含有爆性气体时可减少爆炸危险。但需考虑烟气对设备的腐蚀及洗涤水的处理问题。

另外，从集尘极形式可分为筒形和板形，从气体流动方向可分为立式和卧式；按放电极的极性分为负电晕和正电晕。我国燃煤电厂一般采用负电晕、板形、卧式、干式清灰单区电除尘器。筒形电除尘器适用于烟气量不大的小型锅炉。

电除尘器具有以下的一些特点：

(1) 除尘效率高。除尘效率可以根据条件和要求设计，可达 99.99% 以上，对亚微米和粗粒子都能适用，但不适于含高浓度粉尘的气体，需要用旋风分离器作为前置除尘装置。

(2) 烟气通过设备的压力损失低。一般为 150~300Pa，约为袋式除尘器的 1/5。一般处理 1000m³/h 烟气量约需消耗电能 0.2~0.8kWh。

(3) 可以用的温度范围较广（从露点到金属的温度极限），所以适用于高温烟气，高温电除尘器能在 350~400℃ 工作，气体的相对湿度可达 100%，能处理爆炸性气体。

(4) 运行费用低。由于除尘器阻力低，总的电能消耗较其他类型除尘器低。当保证 90% 的除尘效率时，电除尘器的耗电量仅为文丘里管除尘器的 2%。

(5) 自动化水平高。供电电压采用自动控制，可远距离操作。如运行得当，需要的维护工作量少。

(6) 一次性投资和钢材耗量较大。据统计，常规电除尘器（一般设置 4~5 个电场），平均每平方米（指截面积）消耗钢材约为 3.0~3.6t。

(7) 锅炉工况、燃用煤质的改变（粉尘比电阻变化）和负荷的变化能影响其净化效率，从而导致排放浓度不稳定。

(8) 占地面积和占用空间较大。例如，与一台 600MW 火电机组配套的 2×449m²、5 个电场的电除尘器处理烟气量为 305.74 万 m³/h，需占地面积 2500m²，需占空间体积约 80 000m³。

(9) 在维修时一般需要设备停止运行。

2.3 电除尘效率影响因素

影响电除尘器除尘效率的因素，可以大致归纳为如下三类：

2.3.1 烟气和粉尘特性

烟气特性是指烟气的温度、压力、湿度、流量、流速、烟气种类、组成和含尘浓度、烟气的调质等，它主要取决于燃煤成分，也与锅炉燃烧方式、制粉系统型式及其运行操作条件有关；粉尘特性主要取决于粉尘化学成分、物相结构、理化特性，包括比电阻、粉尘浓度、粒径分布及形状、密度、摩擦角、黏附力等。运行中，煤种对除尘器效率的影响很大，特别在因煤种不同，比电阻高、粉尘浓度增大的情况下。

2.3.2 结构因素

如电场长度及电场串联级数、电极结构形式、电场集尘面积、极间距、供电方式、振打清灰方式、电气控制特性、气流分布情况及辅助设施的可靠程度等。这些结构因素往往与烟尘性质、操作因素一起对除尘效率产生影响。一台设计、安装好的电除尘器，其结构因素不易改变，应该是结构因素对烟气及粉尘性质变动的适应性如何。

2.3.3 操作因素

主要包括操作电压、比电流值、漏风、气流短路、二次扬尘、电极干净程度、气体压力电晕线肥大等。

上述这些因素之间的相互联系如图 15.3-3 所示。由图 15.3-3 可知，各种因素的影响直接关系到电晕电流、粉尘比电阻、除尘器内的粉尘收集和二次飞扬这三个环节，而最后结果表现为除尘效率的高低。

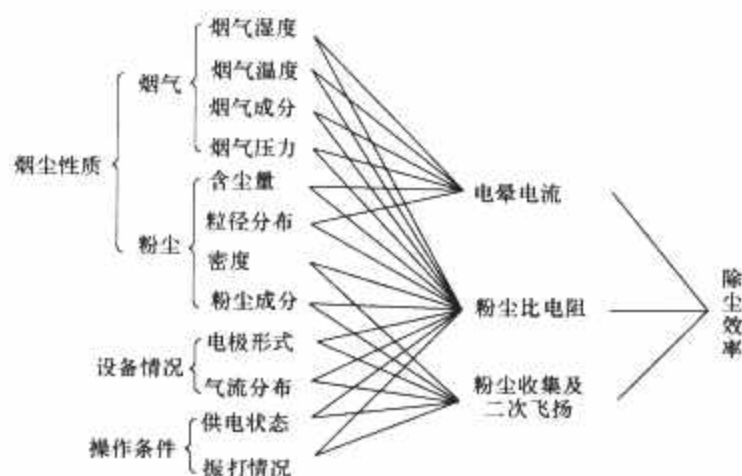


图 15.3-3 影响电除尘器性能的主要因素及其相互关系

2.4 电除尘器设计与选用

静电除尘器的应用有别于其他任何一种除尘器，这是因为静电除尘器对烟尘性质特别是对粉尘比电阻值十分敏感，而且静电除尘器电特性的控制因素比较多。所以选用静电除尘器要注意特殊情况。静电除尘器的定型产品相对较少，每种产品都有其适用范围，这也是设计和选用中要注意的。

2.4.1 静电除尘器基本设计

综合考虑影响静电除尘器性能的因素，包括粉尘选择性、烟气性质、结构因素以及操作因素等，来确定静电除尘器的主要参数及各部分的尺寸，并画出静电除尘器的外形图、载荷图、电气及自动控制资料图等。

2.4.1.1 用户提供的原始数据

- (1) 需净化的烟气量。
- (2) 烟气温度。
- (3) 烟气湿度，通常用烟气的露点值表示。

- (4) 烟气的成分，即各种气体分子的体积百分组成。
- (5) 烟气中的含尘浓度。
- (6) 要求排放浓度。
- (7) 烟尘性质，包括粉尘的颗粒级配、化学组成、容重、自然休止角、比电阻等。
- (8) 燃煤的含硫量。硫是影响飞灰比电阻的一个重要因素，据国外学者研究表明，飞灰比电阻值与 SO_3 对数浓度呈线性关系。
- (9) 气温（与保温层厚度相关），如北方冬天寒冷地区多采用 150mm 厚的保温层厚度，而南方则多采用 100mm。
- (10) 工艺流程，包括静电除尘器的进、出气方式，电源布置及外部负载等。
- (11) 除尘器的风载、雪载及地震载荷等。
- (12) 安装静电除尘器的海拔。

2.4.1.2 静电除尘器的主要参数

静电除尘器的主要参数包括电场风速、收尘极板的极间距、电晕线的线距以及粉尘的驱进速度等。设计用主要技术参数见表 15.3-3，辅助设计因素见表 15.3-4。

表 15.3-3 静电除尘器设计用主要技术参数

主要参数	符号	单位	一般范围
总除尘效率	η	%	95~99.99
有效驱进速度	ω_p	cm/s	3~30
电场风速	v	m/s	0.4~4.5
单位收尘板面积	A/Q	s/m	7.2~180
通道宽度	$2b$	m	0.15~0.40
单位电晕功率(按气体量)	P_c/Q	W/(100m ³ ·h)	30~300
单位电晕功率(按收尘板面积)	P_c/A	W/m ²	3.2~32
电晕电流密度	I	mA/m	0.07~0.35
单位能量消耗(按气量)	P/Q	kJ/(100m ³ ·h)	180~3600
粉尘在电场内停留时间	t	s	2~10
压力损失	Δp	Pa	200~500
电场数	N	个	1~5
电场断面积	A_c	m ²	3~200
气体温度	T	K	<673
电压	V	kV	50~70

表 15.3-4 静电除尘器辅助设计因素

电晕电极：支撑方式和方法
收尘电极：类型、尺寸、装配、机械性能和空气动力学性能
整流装置：额定功率、自动控制系统、总数、仪表和监测装置
电晕电极和收尘电极的振打机构：类型、尺寸、频率范围和强度调整、总数和排列
灰斗：几何形状、尺寸、容量、总数、位置、夹角
输灰系统：类型、能力、预防空气泄漏和粉尘起速壳体 and 灰斗的保温，静电除尘器顶盖的防雨措施
便于静电除尘器内部检查和维修的检修门高强度框架的支撑体绝缘器：类型、数目、可靠性
气体入口和出口管道的排列
需要的建筑 and 基础
获得均匀的低湍流气流分布的措施

2.4.1.3 静电除尘器的电场风速

合理的电场风速对于正确设计和选用静电除尘器断面及减少粉尘的二次飞扬是至关重要的。在实际设计计算时可参考表 15.3-5 初步确定。

表 15.3-5 静电除尘器的电场风速

主要工业窑炉的静电除尘器	电场风速 v (m/s)
电厂锅炉飞灰纸浆	0.7~1.4
造纸工业锅炉黑液回收	0.8~1.8

续表

主要工业窑炉的静电除尘器		电场风速 v (m/s)
钢铁工业	烧结机	1.2~1.5
	高炉煤气	0.8~3.3
	碱性氧气顶吹转炉	1.0~1.5
	焦炉	0.6~1.2
水泥工业	湿法窑	0.9~1.2
	立波尔窑	0.8~1.0
	干法窑(增温)	0.8~1.0
	干法窑(不增温)	0.4~0.7
	烘干机	0.8~1.2
	磨煤机	0.7~0.9
硫酸雾		0.9~1.5
城市垃圾焚烧炉		1.1~1.4
有色金属炉		0.6

2.4.1.4 粉尘的驱进速度 ω

粉尘的驱进速度是静电除尘器设计的重要参数之一。常见粉尘的驱进速度见表 15.3-6。影响驱进速度的因素主要有：电场的极间距、粉尘颗粒大小、电场数、电流电压、粉尘比电阻及收尘极面积等。

表 15.3-6 各种粉尘的驱进速度

粉尘名称	ω (m/s)	粉尘名称	ω (m/s)
电站锅炉飞灰	0.04~0.2	焦油	0.08~0.23
粉煤炉飞灰	0.1~0.14	硫酸雾	0.061~0.071
纸浆及造纸锅炉尘	0.065~0.1	石灰回转窑尘	0.05~0.08
铁矿烧结机头烟尘	0.05~0.09	石灰石	0.03~0.055
铁矿烧结机尾烟尘	0.05~0.1	镁砂回转窑尘	0.045~0.06
铁矿烧结粉尘	0.06~0.2	氧化铝	0.064
碱性氧气顶吹转炉尘	0.07~0.09	氧化锌	0.04
焦炉尘	0.67~0.161	氧化铝熟料	0.13
高炉尘	0.06~0.14	氧化亚铁(FeO)	0.07~0.22
闪烁炉尘	0.076	铜焙烧炉尘	0.036 9~0.042
冲天炉尘	0.3~0.4	有色金属转炉尘	0.073
热炎焰清理机尘	0.0596	镁砂	0.047
湿法水泥窑尘	0.08~0.115	硫酸	0.06~0.085
立波尔水泥窑尘	0.065~0.086	热硫酸	0.01~0.05
干法水泥窑尘	0.04~0.06	石膏	0.16~0.2
煤磨尘	0.08~0.1	城市垃圾焚烧炉尘	0.04~0.12

由于驱进速度 ω 值受诸多因素影响，不能精确地进行计算，工程设计中一般不采用理论计算结果，而是采用经验数值或经验公式。例如，当极间距为 400mm 时驱进速度对于电厂燃煤锅炉电除尘器， ω (cm/s) 值按式(15.3-5)计算。

$$\omega = 9.65KS^{0.63} \tag{15.3-5}$$

式中： S 为煤的含硫量，%； K 为平均粒度影响系数，按表 15.3-7 选取。

表 15.3-7 平均粒度影响系数

粒度平均直径 α	10	15	20	25	30	35
系数 K	0.9	0.95	1	1.05	1.1	1.15

2.4.1.5 电场断面积的计算

电场的断面是指静电除尘器内垂直于气流方向的有效断面面积。它通常与处理风量和电场风速有如下关系。

$$A_c = \frac{Q}{v} \quad (15.3-6)$$

式中: A_c 为电除尘器电场的有效断面面积, m^2 ; Q 为通过电除尘器烟气量, m^3/s ; v 为烟气通过电场的风速, m/s 。

对于一定结构的静电除尘, 当气体流速高时, 除尘效率降低, 因此气体流速不宜过大; 但如其过小, 又会使除尘器体积增加, 造价提高。故一般 $v=1.0m/s$ 左右。

静电除尘器的处理烟气量 Q 由工艺计算确定, 电场的风速 v 可按表 15.3-5 选取。

对板式静电除尘器而言, 其电场断面接近正方形, 其中高略大于宽(一般高与宽之比为 $1\sim 1.3$), 确定高、宽中的一个值即可确定电场的高(H)及宽(B)。

2.4.1.6 收尘极面积的计算

静电除尘器所需的收尘极面积可根据要求由除尘效率计算求得, 而除尘效率是根据静电除尘器的烟气含尘浓度以及允许的排放标准确定, 收尘极面积可按式(15.3-7)求得

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{Q \ln(1-\eta)}{\omega} \times K \\ \eta &= 1 - \frac{Q_E C_E}{Q_B C_B} \end{aligned} \right\} \quad (15.3-7)$$

式中: A 为收尘极面积, m^2 ; Q 为处理的烟气量, m^3/s ; K 为设备储备系数; ω 为带电尘粒向收尘极的驱进速度, m/s , 可按表 15.3-6 选取; η 为除尘效率, %; Q_E 为静电除尘器出口烟气量, m^3/s ; C_E 为静电除尘器出口处的烟气含尘浓度, g/m^3 ; Q_B 为静电除尘器进口的烟气量, m^3/s ; C_B 为静电除尘器进口处的烟气含尘浓度, g/m^3 。

2.4.1.7 收尘极与放电极的间距和排数

收尘极与放电极的间距对电除尘器的电气性能及除尘效率均有很大影响。如间距太小, 由于振打引起的位移、加工安装的误差和积尘等工作电压影响大; 如间距太大, 要求工作电压高, 往往受到变压器、整流设备、绝缘材料的允许电压的限制, 过去收尘极的间距($2b$)多采用 $200\sim 300mm$, 即放电极与收尘极之间的距离(b)为 $100\sim 150mm$ 。现在多采用 $400mm$ 。

放电极间的距离对放电强度也有很大影响, 间距太大, 会减弱放电强度; 但电晕线太密, 也会因屏蔽作用而使其放电强度降低。考虑与收尘极的间距相对应, 放电极间距过去也采用 $200\sim 300mm$, 现在可采用 $400mm$ 。极间距 $400mm$ 代替 $300mm$ 后, 由于极间距加大, 从而可在电极施加更高的电压, 使驱进速度 ω 增加 1.33 倍, 电除尘器的效率可以提高。

收尘极的排数可以根据电场断面宽度和收尘极的间距确定

$$n = \frac{B}{\Delta B} + 1 \quad (15.3-8)$$

式中: n 为收尘极排数; B 为电场断面宽度, m ; ΔB 为收尘极板间距, m 。

则放电极的排数为 $n-1$, 通道数(每两块集尘极之间为一个通道)为 $n-1$ 。

2.4.1.8 电晕线线距及板线配置

电晕线的线距及板线配置方式对电场放电的均匀性及消除电流死区起主要影响。为此经常使用的电晕线的型式为芒刺线或螺纹麻花线, 而收尘极板采用 C 形板, 则根据极板宽度大小可适当布置 $1\sim 2$ 根电晕线。

2.4.1.9 电场长度

根据净化要求、有效驱进速度和气体流量, 可以算出收尘极的总面积, 再根据收尘极排数和电场高度算出必要的电

场长度。在计算收尘板面积时, 靠近除尘器壳体壁面的收尘极, 其收尘面积按单面计算; 其余收尘极按双面计算。故电场长度的计算公式为

$$L = \frac{A}{2(n-1)H} \quad (15.3-9)$$

式中: L 为电场长度, m ; A 为收尘极板面积, m^2 ; H 为电场高度, m ; n 为收尘极排数。

2.4.1.10 静电除尘器结构设计

确定静电除尘器的参数后必须对静电除尘器进行结构设计, 通常, 把静电除尘器划分为壳体、灰斗、进口烟箱、出口烟箱及电场五大部分。设计中必须重视以下问题:

(1) 壳体。设计时必须考虑电场长度、高度及宽度要求, 包括电场的有效放电距离及必要的壳体强度等。

(2) 灰斗。分棱台状和槽形灰斗两种, 要求壁斜度不小于 60° 。

(3) 进、出口烟箱。进口风速越小越有利于电场气流分布, 一般控制在 $10\sim 15m/s$ 之间。烟箱的大、小口尺寸基本按 $10:1$ 的比例进行设计, 烟箱的底板斜度不小于粉尘的溜角($\geq 55^\circ$)。为确保气流分布均匀, 在进口烟箱内设置 $2\sim 3$ 道气流分布孔板, 在出口烟箱内设置一道槽形板。

2.4.2 静电除尘器的选用

选用静电除尘器, 首先必须要了解和掌握生产中的一些数据。通常包括: 被处理烟气的烟气量、烟气温度、烟气含湿量、含尘浓度、粉尘的级配、气体和粉尘的成分、理化性质、比电阻值、要求达到的除尘效率、静电除尘器的最大负压以及安装的具体条件等。根据这些条件, 首先就可以考虑静电除尘器选用形式(立式或卧式)、极板形式(板式或管式)及运行方式(湿法或干法)。其次就应当考虑静电除尘器选用的规格, 在选用中应注意, 目前设计的静电除尘器一般仅适用于烟气温度低于 $250^\circ C$ 、负压值小于 $2kPa$ 的情况; 一般结构的静电除尘器仅适用一级收尘, 这样可以节省投资、减少占地面积。反之, 若超过这个限度, 则必须考虑采用二级收尘; 目前设计的电收尘器一般仅能处理比电阻在 $(10^4\sim 10^{10})\Omega\cdot cm$ 之间, 因此, 在通往静电除尘器之前必须对高比电阻的粉尘烟气进行必要的调质预处理。

静电除尘器选用注意事项如下:

(1) 静电除尘器是一种高效除尘设备, 除尘器随效率的提高, 设备造价也随之提高。

(2) 静电除尘器压力损失小, 耗电量少, 运行费低。

(3) 静电除尘器适用于大风量、高温烟气及气体含尘浓度较高的除尘系统。当含尘浓度超过 $60g/m^3$ 时, 一般应在除尘器前设预净化装置, 否则会产生电晕闭塞现象, 影响净化效率。

(4) 静电除尘器能捕集细粒径的粉尘(小于 $0.14\mu m$), 但对粒径过小、密度又小的粉尘, 选择静电除尘器时应适当降低电场风速, 否则易产生二次扬尘, 影响除尘效率。

(5) 静电除尘器适用于捕集比电阻在 $10^4\sim 5\times 10^{10}\Omega\cdot cm$ 范围内的粉尘, 当比电阻低于 $10^4\Omega\cdot cm$ 时, 或积于极板的粉尘宜重返气流, 比电阻高于 $5\times 10^{10}\Omega\cdot cm$ 时, 容易产生反电晕, 因此, 不宜选用干式电除尘器, 可采用湿式静电除尘器。高比电阻粉尘也可选用干式宽极距电除尘器, 如选用 $300mm$ 极距的干式静电除尘器, 可在静电除尘器进口前对烟气采取增湿措施, 或对粉尘有效驱进速度选低值。

(6) 电除尘器的气流分布要求均匀, 为使气流分布均匀, 一般在电除尘器入口设气流分布板 $1\sim 3$ 层, 并进行气流分布模拟试验。气流分布板必须按模拟试验合格后的层

数和开孔率进行制造。

(7) 净化湿度大或露点温度高的烟气，静电除尘器要采取保温或加热措施，以防结露；对于湿度较大的气体或达到露点温度的烟气，一般可采用湿式静电除尘器。

(8) 静电除尘器的漏风率尽可能小于 2%，减少二次扬尘，使净化效率不受影响。

(9) 黏结性粉尘，可选用干式静电除尘器，但应提高振打强度；对沥青与尘混合物的黏结粉尘，宜采用湿式静电除尘器。

(10) 捕集腐蚀性很强的物质时，宜选择特殊结构和防腐性好的静电除尘器。

(11) 电场风速是静电除尘器的重要参数，一般在 0~41.5m/s 范围内。电场风速宜过大，否则气流冲击极板造成粉尘二次扬尘，降低净化效率。对比电阻、粒径和密度偏小的粉尘，电场风速应选择较小值。

2.5 电除尘器运行关键参数控制

2.5.1 主机方面

- (1) 固定煤种。
- (2) 降低排烟气温度，使烟气温度维持在略高于酸露点。
- (3) 减少烟量。

2.5.2 电除尘器

(1) 调整适合工况需要的收尘极振打周期，放电极采用连续振打。通常由试验确定，在没有试验支持时，可参照表 15.3-8 设定振打周期。

表 15.3-8 设定收尘极振打周期参考表

电场序号	一电场	二电场	三电场	四电场	五电场
停止振打时间 (min)	3~7	10~20	30~40	90~120	150~240

注 振打时间是指所有收尘极板排振打一次的时间，即传动轴转动一周的时间，通常为 2.0~2.5min。

(2) 调整适合工况需要的高压供电控制方式。控制方式包括：最佳电压、火花频率、定电流和间歇供电控制。调整依据是最低烟尘排放(最高效率)，调整方法有试验法或烟尘排放连续检测仪检测值法。

(3) 实时检测烟尘排放连续检测仪，并调整运行参数，主要有电压、电流、火花频率和供电控制方式。

(4) 实时监视和调整低压系统，主要有高压整流变油温报警、加热系统、高料位报警。

(5) 卸输灰正常，不允许灰斗长时间超高料位运行，更不允许灰斗灰埋没收尘和放电极，一旦短路必须在短时间内排灰，否则，应采取强行排灰方式排灰。

2.6 运行中主要问题与预防措施

2.6.1 放电极线断线问题

虽然断线率极低，偶尔断线也会使该电场退出运行。预防措施有：连接结构合理，严把安装质量，选择合理的振打锤质量。

2.6.2 掉振打锤问题

振打轴和锤系处在极其恶劣环境中运行，掉锤和击偏偶有发生。一旦发生该排电极板将失去或减弱收尘作用，并危及输排灰系统安全运行。预防措施有：锤系结构合理，严格安装质量，利用大小修或停机机会检查并消除隐患。

2.6.3 结露问题

主要易结露点：放电极悬吊保温箱、瓷轴保温箱、灰斗

排灰口段。预防措施有：增加保温层厚度，减少漏风点，加强运行监督和巡视，对损坏的加热装置要及时更换，确保加热系统完好。

2.6.4 输灰系统问题

(1) 灰斗排灰口堵灰，主要原因是灰斗保温和加热不好，局部结露造成灰结块，使灰无法排除。预防措施有：增加保温厚度，合理布置加热装置，灰斗增设气化装置，缩短灰斗排灰口到气化罐距离。

(2) 输灰管路磨损，对磨损管段及时更换。

(3) 依据输送粉尘粒径变化合理设定灰气比，空气压力，并合理设定输灰程序。

3 袋式除尘器

3.1 袋式除尘原理及适用范围

3.1.1 袋式除尘原理

袋式除尘是一种利用过滤技术进行除尘的方法。袋式除尘器主要采用滤袋对含尘气体进行过滤，使粉尘阻留在袋上，以达到除尘目的。其机理是用附着在滤袋上的一次尘，过滤二次尘，也就是说用烟尘来过滤烟尘，适合于捕集非黏结、非纤维性的细微粉尘。图 15.3-4 所示为典型袋式除尘器结构，含尘烟气由进风口 8 进入袋式除尘器，烟尘颗粒被机械地收集在滤袋 5 上，过滤 1—出风口；2—反吹设备；3—吸尘器；4—滤袋骨架；5—滤袋；6—灰斗；7—排经滤袋及表层灰层过滤后的清洁灰口；8—进风口

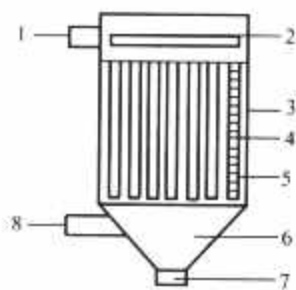


图 15.3-4 袋式除尘器结构

3.1.2 袋式除尘器适用范围及优缺点

优点是：

- (1) 除尘效率高。袋式效率达到 99.99% 以上。
- (2) 适用范围广。能适应以化石燃料气体燃料燃烧产生的烟气处理，能收集到 0.1μm 以上的粉尘颗粒，收集粉尘浓度从每立方米几毫克到几百克。
- (3) 不受燃煤和粉尘成分影响，对粉尘比电阻不敏感。
- (4) 处理烟气量大，结构简单，能满足不同工业部门使用要求。

缺点是：

- (1) 烟气阻力大，一般为 800~1500Pa，能耗较高。
- (2) 滤袋使用寿命短，一般为 3 年，维护费用高。
- (3) 滤袋适应烟气温度范围较小，酸露点以上到 150℃ 以下，特殊滤袋使用温度可达 180℃，但造价昂贵。
- (4) 滤袋抗氧化能力差，需严格控制烟气含氧量。

3.2 袋式除尘器分类和特点

典型袋式除尘器由尘气室、净气室、滤袋、清灰装置、卸灰装置五部分组成。清灰方式是衡量袋式除尘器装备水平的重要标志之一，目前除尘器类型大多根据清灰方式划分，主要分为机械振打型、大气反吹型、脉冲型(高压脉冲或低压脉冲)。

3.2.1 机械振打型袋式除尘器

如图 15.3-5 所示，含尘烟气从滤袋内侧流向外侧，将

烟尘留在滤袋内。单元室不时地被隔离开来，振动滤袋，引起滤袋内侧的烟尘落入下部的灰斗。机械振动型多采用负压、内滤、下进风方式。机械振动袋式除尘器的过滤风速一般取 1.0~2.0m/min，压力损失为 800~1200Pa。此类型袋式除尘器的优点是工作性能稳定，清灰效果较好，缺点是滤袋常受机械力作用，损坏较快，滤袋检修与更换工作量大。

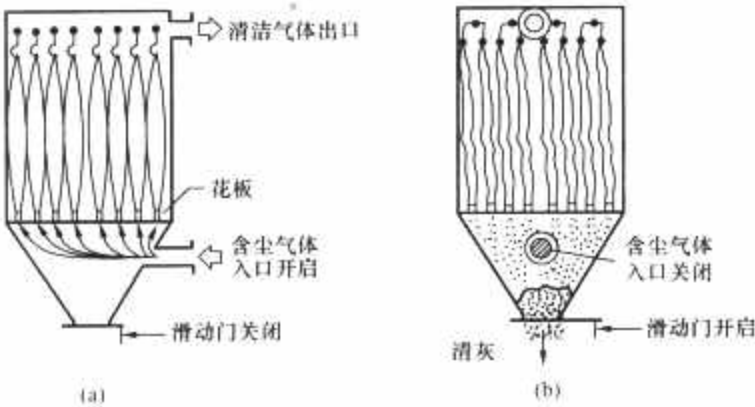


图 15.3-5 机械振动袋式除尘器工作过程
(a)过滤；(b)清灰

3.2.2 大气反吹型袋式除尘器

如图 15.3-6 所示，大气反吹型袋式除尘器是负压、内滤、下进风方式，由灰斗、滤室、进排风母管和清灰系统等组成。清灰机构是由差压变送器（或时间控制器）向执行机构（电磁铁或电动推杆）发出指令，牵引清灰风门到开启位置，使空气进入滤室，对滤袋进行反吹，此时滤袋由圆变瘪，并发生变形，使黏附在滤袋内壁上的尘饼破碎而脱落，烟尘掉入灰斗。过滤风速一般为 0.5~2.0m/min，压力损失控制范围 1000~1500Pa。这种清灰方式的除尘器结构简单，清灰效果好，滤袋磨损少，特别适用于粉尘黏性小，玻璃纤维滤袋的情况。

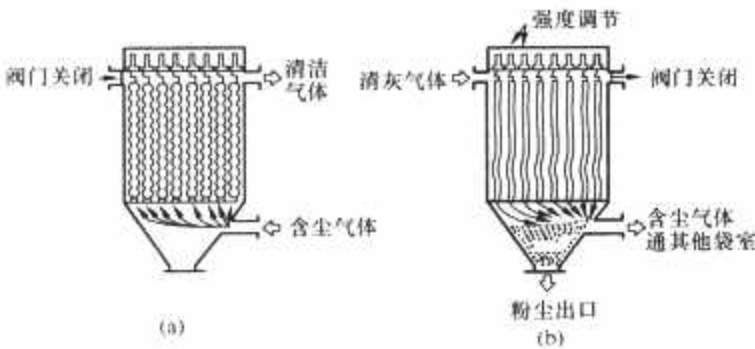


图 15.3-6 逆气流清灰袋式除尘器工作过程
(a)过滤；(b)清灰

3.2.3 脉冲型袋式除尘器

如图 15.3-7 所示，含尘烟气从滤袋的侧向进入，流过滤袋周围，并由滤袋外侧进入滤袋内。烟尘附着在滤袋的外层。脉冲的高压空气不时地通过开口滤袋的顶端注入袋内，引起滤袋外侧的烟尘脱落。脉冲型袋式除尘器通常采用在线清灰方式，基本上均采用侧向进风和外滤方式。脉冲喷吹清灰实现了全自动清灰，净化效率达 99%；过滤负荷较高，滤袋磨损轻，运行安全可靠。

根据滤袋的形状可分为圆袋除尘器和扁袋除尘器。大多数袋式除尘器都采用圆形滤袋。圆形受力均匀，支撑骨架及连接简单，清灰所需动力较小，检查维护方便。扁袋通常呈平板形，内部设有骨架（或弹簧）支撑，扁袋布置紧凑，可在同样体积空间布置较多的滤袋面积，但扁袋结构较复杂，制作要求较高，滤袋之间易被粉尘堵塞。

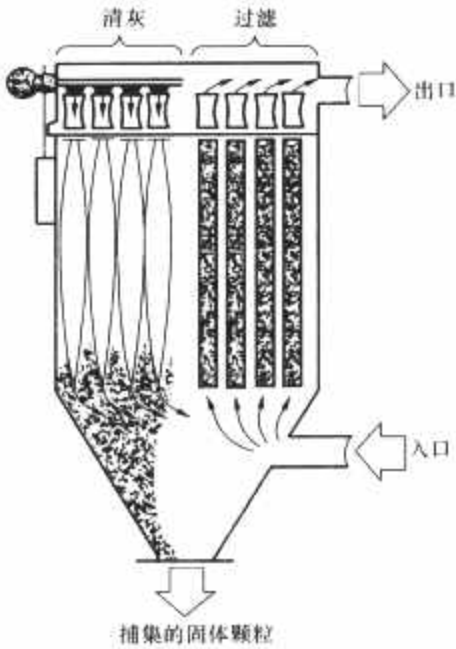


图 15.3-7 脉冲喷吹清灰袋式除尘器工作过程

3.3 袋式除尘器滤料选择

滤袋是袋式除尘器的核心部件。滤料的品种和质量、滤袋的结构和缝制水平是衡量袋式除尘器技术水准的一个重要因素。滤料种类按滤料材质可分为：

- (1)天然纤维，主要是棉毛织物，适于无腐蚀、350~360K 的气体。
- (2)无机纤维，主要指玻璃纤维，化学稳定性好，耐高温，质地脆。
- (3)合成纤维，性能各异，满足不同需要，扩大除尘器的应用领域。按滤料结构可分为滤布（织造物）和毛毡，各种滤料性能见表 15.3-9。

表 15.3-9 各种滤料性能汇总							
滤料名称	直径 (μm)	耐高温性能 (K)		吸水率 (%)	耐酸性	耐碱性	相对强度
		长期	最高				
棉织物(植物短纤维)	10~20	348~358	368	8	很差	稍好	1
蚕丝(动物长纤维)	18	353~363	373	16~22			
羊毛(动物短纤维)	5~15	353~363	373	10~15	稍好	很差	0.4
尼 龙		348~358	368	4.0~4.5	稍好	好	2.5
奥 纶		398~408	423	6	好	差	1.6
涤纶(聚酯)		413	433	6.5	好	差	1.6
玻璃纤维(用硅酮树脂处理)	5~8	523		4.0	好	差	1
芳香族聚酰胺(诺梅克斯)		493	533	4.5~5.0	差	好	2.5
聚四氟乙烯		493~523		0	很好	很好	2.5

通常对滤料的要求是：

- 1) 耐高温，能长期承受锅炉出口烟气的温度而不损坏。
- 2) 耐折，不因经常清灰而破损。
- 3) 耐氧化，耐酸腐蚀，化学性能稳定，耐水解，不吸湿。

4) 耐磨, 因为烟尘中含有 SiO_2 、 Al_2O_3 、 Fe_2O_3 等物质, 尤其是 CFB 锅炉的烟尘有粒度细、黏、外形不规则、带有棱边等特点, 对滤料和设备都产生磨损。

- 5) 透气性好, 过滤阻力小。
- 6) 滤料的尺寸稳定性好, 不因在高温和积灰情况下经纬向的膨胀和收缩使滤袋变形。
- 7) 剥离性能好, 易清灰, 不易结垢。
- 8) 原料来源广泛, 价格低, 寿命长。

改革开放以前, 我国没有专门滤料生产厂, 过滤除尘通常使用白素布和毛呢类织物作为代用品, 20 世纪 60 年代出现了普通玻纤布, 但不耐用。改革开放后, 我国的滤料产品才开始研究开发, 先后发明了 208 涤纶绒布滤料, 玻纤针刺毡滤料, 729 筒形聚酯机织滤料, 玻纤膨体纱滤料和耐高温抗腐蚀防静电滤料, 满足了多种生产条件下过滤除尘的需要。20 世纪 90 年代以来, 我国科技人员又成功开发了 PTFE 微孔薄膜复合滤料, 就是将聚四氟乙烯薄膜复合在过滤材料上面。国产覆膜滤料的问世和成功的应用, 为我国实现高效、低阻、节能、耐温、抗腐的表面过滤, 提供了重要的物质条件。

3.4 袋式除尘器的选型与计算

任何系统的设计, 首先都应正确地说明系统的用途, 确定与袋式除尘器有关的主要设计参数及所要求的性能。

3.4.1 选型条件

- (1) 气流特征。包括平均的和最大的流量、温度、含湿量以及各种重要的化学性质, 例如腐蚀性、可燃性、露点等。
- (2) 粉尘特性。包括平均和最大浓度、粒径和形状、松密度, 还有诸如耐磨性、吸湿性、黏着性、爆炸性、附聚性、静电荷电等性质。
- (3) 排放要求。包括以可见度表示的效率、气体成分以及烟囱要求。
- (4) 系统要求。包括最大压力、所希望的压力、最低污染、热损失及粉尘处理。
- (5) 构造和维护上的要求。包括窖和质量上的限制、有利的位置、周围天气、电和压缩空气的来源及维修方便程度。
- (6) 包括一次投资、运行及维修、安装费及辅助设施费用。袋式除尘器的种类很多, 针对不同的烟气参数, 需要选择合适型号的设备, 才能达到既环保又经济的效果。

3.4.2 性能计算

选型计算方法很多, 一般来说, 计算前应知道烟气的基本工艺参数, 如含尘气体的流量、性质、浓度以及粉尘的分散度、浸润性、黏度等。知道这些参数后, 通过计算过滤风速、过滤面积、滤料及设备阻力, 再选择设备类别型号。

(1) 处理气体量的计算。计算袋式除尘器处理气体时, 不仅要求出工况条件下的气体量, 还要考虑除尘器自身的漏风量, 其表达式为

$$Q = Q_s - \frac{(273 + t_c) \times 101.324}{273 p_a} (1 + K)$$
(15.3-10)

式中: Q 为通过除尘器的含尘气体量, m^3/h ; Q_s 为生产过程中产生的气体量, m^3/h ; t_c 为除尘器内气体的温度, $^{\circ}\text{C}$; p_a 为环境大气压, kPa ; K 为除尘器前漏风系数。

应该注意, 生产过程中产生的气体量需换算成标准状况下的气体量再进行计算。

(2) 过滤风速的选取。过滤速度 v 是代表袋式除尘器处理气体能力的重要技术经济指标。过滤速度选择要考虑经济性和对过滤效率要求等各方面因素。从经济方面考虑, 选用过滤速度高时, 处理相同流量烟气所需滤袋面积小, 则体积、占地面积、耗钢量亦小, 因而投资小。但运行压力损失、耗电量、滤袋损伤增加, 因而总运行费用却增大。从过滤效率方面看, 过滤速度影响更多地表现在机织布条件下, 较小过滤速度有助于建立孔径小而空隙率高粉尘层, 从而提高除尘效率。即使如此, 当使用绒布滤料时, 也可使这种影响变得不显著。当使用针刺毡滤袋或表面过滤材料时, 过滤速度影响主要表现在压力损失而非除尘效率方面。

过滤速度大小选取与清灰方式、滤袋寿命、清灰制度、粉尘特性、入口含尘浓度等因素有密切关系。一般按除尘器样本推荐的数据及使用者的实践经验选取。多数反吹风袋式除尘器的过滤风速在 $0.6 \sim 1.3 \text{m/s}$ 之间, 脉冲袋式除尘器的过滤风速在 $1.2 \sim 2 \text{m/s}$ 之间, 玻璃纤维袋式除尘器的过滤风速约为 $0.5 \sim 0.8 \text{m/s}$ 。过滤风速可供选取的范围见表 15.3-10。

表 15.3-10 过滤风速可供选取的范围 m/s

粉尘种类	清灰方式			
	自行脱落或手动振动	机械振动	反吹风	脉冲喷吹
炭黑、氧化硅(白炭黑)、铝、锌的升华物以及其他在气体中由于冷凝和化学反应而形成的气溶胶、活性炭由水泥窑排出的水泥	0.25~0.4	0.3~0.5	0.33~0.60	0.8~1.2
铁及铁合金的升华物、铸造尘、氧化铝、由水泥磨排出的水泥、碳化炉升华物、石灰、刚玉、塑料、铁的氧化物、焦粉、煤粉	0.28~0.45	0.4~0.65	0.45~1.0	1.0~2.0
滑石粉、煤、喷砂清理尘、飞灰、陶瓷生产的粉尘、炭黑(二次加工)、颜料、高岭土、石灰石、矿尘、铝土矿、水泥(来自冷却器)	0.30~0.50	0.50~1.0	0.6~1.2	1.5~3.0

(3) 过滤面积的确定。根据通过除尘器的总气量和选定的过滤速度, 总过滤面积按式 (15.3-11) 计算

$$S = S_1 + S_2 = \frac{Q}{60v} + S_2$$
(15.3-11)

式中: S 为总过滤面积, m^2 ; S_1 为滤袋工作部分的过滤面积, m^2 ; S_2 为滤袋清灰部分的面积, m^2 ; Q 为通过除尘器的总气体量, m^3/h ; v 为过滤速度, m/min 。

单条圆形滤袋的面积, 通常用式 (15.3-12) 计算

$$S_i = D\pi L - S_x$$
(15.3-12)

式中: S_i 为单条圆形滤袋的净过滤面积, m^2 ; D 为滤袋直径, m ; L 为滤袋长度, m ; S_x 为滤袋未起过滤作用的面积(如起固定作用的部分), m^2 。

(4) 阻力计算。袋式除尘器的阻力由三部分组成:

- 1) 设备本体结构的阻力。指气体从除尘器入口, 至除尘器出口产生的阻力。
- 2) 滤袋的阻力。指未滤粉尘时的滤料的阻力, 约 $50 \sim 150 \text{Pa}$ 。

3) 滤袋表面粉尘层的阻力。粉尘层的阻力约为干净滤布的5~10倍。把滤袋及其表面附着的粉尘层的阻力统称为过滤阻力,可按式(15.3-13)计算(系数可由表15.3-11查得)

$$\Delta p_g = (A + B) v M \tag{15.3-13}$$

式中: Δp_g 为过滤阻力, Pa; A 为附着的粉尘的过滤系数; B 为滤袋阻力系数; v 为过滤速度, m/min; M 为滤料性能系数。

表 15.3-11 各种滤料的系数选择

滤料名称	粉尘负荷 (g/m ²)	B	M	滤料厚度 (mm)	单位面积质量 (g/m ²)	A
细结构棉毛织物	305~1139	0.24~0.90	1.01	3.75	463	5.03×10^{-2}
半羊毛织斜纹布	117~367	0.23~0.73	1.11	1.6	300	5.34×10^{-2}
粗平纹布	201~361	0.18~0.33	1.17	0.6	171	3.24×10^{-2}
毛织厚绒布	145~603	0.17~0.72	1.10	1.56	255	4.97×10^{-2}
棉织厚绒布	183~330	0.45~0.82	1.14	1.07	362	7.56×10^{-2}

3.5 袋式除尘器运行关键参数控制

3.5.1 清灰时间

影响袋式除尘器效率主要是滤袋,其他因素较小,清灰时间是由能耗和阻力特性决定的。控制信号来自袋室阻力值,设定上限阻力,当运行中达到该值开始清灰,一般不设定循环周期,通常袋室阻力设定为1200~1500Pa,若设置太低,清灰频繁缩短滤袋使用寿命,太高运行阻力增大,能耗增加,严重的还会影响机组负荷。

3.5.2 清灰气源压力

按设计要求设定清灰气源压力,压力高,对滤袋冲刷严重,缩短滤袋使用寿命;太低,清灰效果差,清灰后阻力抬高,通常以清灰后袋室压力降至600~800Pa为好。

3.5.3 控制烟气温度

每种滤袋都有它适应温度范围,运行中监测控制烟气温度非常重要,当烟气温度超过设计温度时必须采取喷水降温或旁路,当采用喷水降温时,要严格控制喷水量和雾化效果,喷入烟气中的水极短时间内必须蒸发成水蒸气,烟气中不能有机机械水滴存在,否则会危及滤袋安全。

3.5.4 控制烟气含氧量

运行中严格控制烟气含氧量,防止滤袋氧化,缩短滤袋寿命。一般氧量控制在8%以下,越低越好。当超过8%时,应及时调整燃烧,检查空气预热器严密性,检查烟风系统漏风点并及时处理。

3.6 运行中的主要问题与预防措施

(1) 清灰效果差,清灰后袋室压力高,清灰频繁,系统阻力增大,能耗增加,影响机组负荷。从运行角度应及时调高清灰气源压力,检查清灰装置。从设计角度严格控制滤袋长度,一般不应超过8m。对采用弱清灰方式,滤袋长度应更短一些。

(2) 破袋问题,一旦滤袋破损,烟尘排放浓度增加,污染环境。应急时采用金属板将破袋上口密封,并检查清灰气源压力,作相应调整;检查喷吹口方向,气流是否偏斜,对偏斜的应及时调整;如大面积局部滤袋破损,应检查气流分布是否均匀,必要时进行调整。

4 其他除尘器

4.1 机械力式除尘器

机械除尘技术是指依靠机械力进行除尘的技术。所谓机

械力在这里是指重力、惯性力和离心力。任何粉尘颗粒都有一定的质量,在地球引力作用下会有重力,在运动中会有惯性力,旋转运动时方向的改变会有离心力。这三种力构成机械除尘过程中粉尘颗粒受力的基本内容。利用这些力设计的除尘装置称为机械除尘器。机械除尘器在环境工程或生产工艺过程中有广泛应用。机械力式除尘器根据作用力的性质分为重力沉降室、惯性分离器和旋风除尘器。机械除尘器的共同特点是除尘效果不佳,只能除去颗粒较大的颗粒,所以仅作初级除尘或颗粒分离循环之用,这里只作初步介绍。

4.1.1 重力除尘器

重力除尘器是一种依靠尘粒自身沉降作用而将尘粒从含尘气流中分离出来的除尘设备(见图15.3-8)。其核心重力沉降室像一个容积的盛灰房,俗称灰房。

根据沉降室形状又可分为普通沉降室和迷宫式沉降室。它阻力小,投资费用低、持久耐用,不需要电力设备,所以运行费用低。但只能除去颗粒比较大的粉尘,除尘效果比较差,普通沉降室最好的收尘效果仅能沉降50μm以上的粉尘,对30μm以下的粉尘几乎没有捕集能力,而且占地面积比较大,清理积尘比较困难。迷宫式沉降室其实是通过在有限空间内增加沉降室烟道的长度,从而延长烟气在沉降室内的停留时间,使较小的粉尘颗粒也能沉降。经过改进的水泥立窑环形重力沉降室能全部沉降的最小粉尘颗粒直径为28μm。适用于烟气量较小,尘粒较粗,现场环境宽敞及环

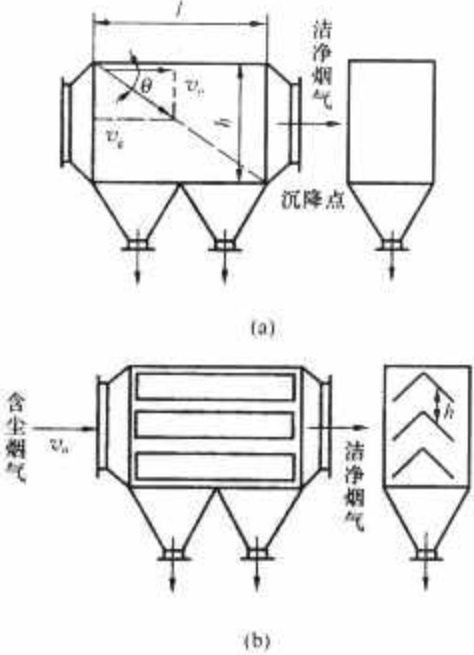


图 15.3-8 重力除尘器

(a) 重力沉降室; (b) 多层沉降室

v_0 —基本流速; v_g —沉降速度; L —长度; h —高度

境要求较低场合,或用于多级除尘系统的初级除尘。

4.1.2 惯性分离器

惯性除尘是利用气流中粉尘的惯性力大于气体的惯性力而使粉尘与气体分离的除尘技术,所以称惯性除尘技术。利用惯性除尘技术设计的除尘器称作惯性除尘器。

在惯性除尘器内,主要是使气流急速转向,或冲击在挡板上再急速转向,由于尘粒的惯性效应,其运动轨迹与气流轨迹不同,从而使其与气流分离。气流速度越高,这种惯性效应就越大,所以这类除尘器的体积可以大大减少,占地面积也小,对细颗粒的分离效率也大为提高,可捕集到 $10\mu\text{m}$ 的颗粒。惯性除尘器的阻力在 $400\sim 1200\text{Pa}$ 之间。

4.1.2.1 碰撞式惯性除尘器

碰撞式惯性除尘器的结构如图 15.3-9 所示,这类除尘器的特点是用一个或几个挡板阻挡气流的前进,使气流中的尘粒分离出来。碰撞式惯性除尘器阻力较低,效率不高。

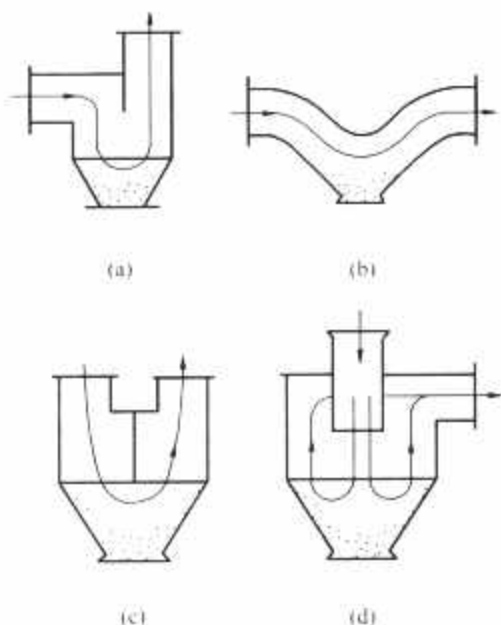


图 15.3-9 碰撞式惯性除尘器结构示意图

(a) 挡板结构; (b) 反转结构;
(c) 挡板反转结构; (d) 冲击反转结构

4.1.2.2 回流式惯性除尘器

该除尘器特点是把进气流用挡板分割为小股气流。为使任意一股气流都有同样的较小回转半径及较大回转角,可以采用各种挡板结构,最典型的是图 15.3-10 所示的百叶挡板。

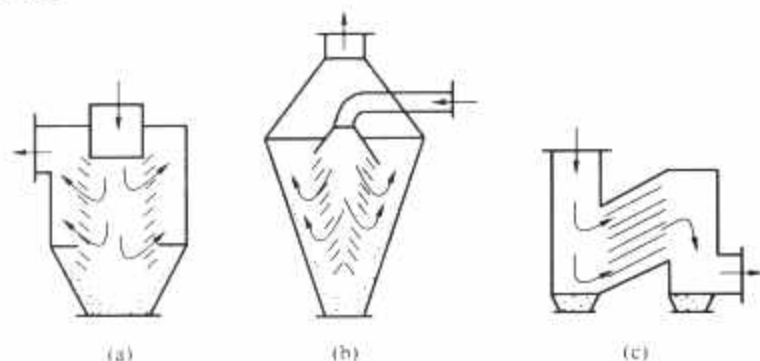


图 15.3-10 回流式惯性除尘器结构示意图

(a) 上行百叶式; (b) 下行百叶式; (c) 平行百叶式

百叶挡板能提高气流急剧转折前的速度,可以有效地提高分离效率;但速度过高,会引起已捕集粉尘的二次飞扬,所以一般都选用 $12\sim 15\text{m/s}$ 左右的气流速度。百叶挡板的尺寸对分离效率也有一定影响,一般采用挡板的长度为 20mm 左右,挡板与挡板之间的距离约为 $3\sim 6\text{mm}$,挡板安装的斜角(与铅垂线间夹角)在 30° 左右,使气流回转角有 150° 左右。

4.1.3 旋风除尘器

气流在做旋转运动时,气流中的粉尘颗粒会因受离心力的作用从气流中分离出来。利用离心力进行除尘的技术称离心除尘技术。利用离心力进行除尘的设备称为旋风除尘器。

旋风除尘器使含尘气体沿切线方向进入装置后,由于离心力的作用将尘粒从气体中分离出来,从而达到烟气净化的目的。旋风除尘器中的气流要反复旋转许多圈,且气流旋转的线速度也很快,因此旋转气流中粒子受到的离心力比重力大得多。对于小直径高阻力的旋风除尘器,离心力比重力可大至 2500 倍。对于大直径、低阻力的旋风除尘器,离心力比重力也大 5 倍以上。

旋风除尘器有以下几个特点:一是结构简单,器身无运动部件,不需特殊的附属设备,占地面积小,制造、安装投资较少;二是操作、维护简便,压力损失中等,动力消耗不大,运转、维护费用较低,对于大于 $10\mu\text{m}$ 的粉尘有较高的分离效率;三是操作弹性较大,性能稳定,不受含尘气体的浓度、温度限制。对于粉尘的物理性质无特殊要求,同时可根据生产工艺的不同要求,选用不同材料制作,或内衬各种不同的耐磨、耐热材料,以提高使用寿命。

4.1.3.1 旋风除尘器的工作原理

旋风除尘器的结构组成如图 15.3-11 所示。当含尘气流以 $12\sim 25\text{m/s}$ 速度由进气管进入旋风除尘器时,气流将由直线运动变为圆周运动。旋转气流的绝大部分沿器壁自圆筒体呈螺旋形向下,朝锥体运动。通常称此为外旋气流。含尘气体在旋转过程中产生离心力,将密度大于气体的尘粒甩向器壁。尘粒一旦与器壁接触,便失去惯性力而靠入口速度的动量和向下的重力沿壁面下落,进入排灰管。旋转下降的外旋气流在到达锥体时,因圆锥形的收缩而向除尘器中心靠拢。根据“旋转矩”不变原理,其切向速度不断提高。当气流到达锥体下端某一位置时,即以同样的旋转方向从旋风除尘器中部,由下而上继续做螺旋形运动,即形成内旋气流。净化后的气体经排气管排出器外。一部分未被捕集的尘粒也由此逃逸。

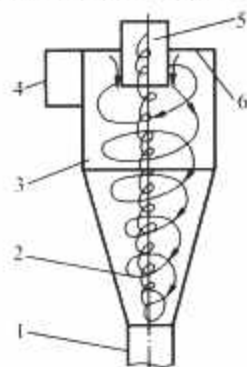


图 15.3-11 旋风除尘器的结构示意图

1—排灰管; 2—圆锥体;
3—圆筒体; 4—进气管;
5—排气管; 6—顶盖

4.1.3.2 旋风除尘器的选用

旋风除尘器的性能包括三个技术性能(处理气体流量 Q 、压力损失 Δp 及除尘效率 η)和三个经济指标(基建投资和运转管理费用、占地面积、使用寿命)。在评价及选择旋风除尘器时,需全面考虑这些因素。理想的旋风除尘器必须在技术上能满足工艺生产及环境保护对气体含尘浓度的要求,在经济上是最合算的。在具体设计选择形式时,要结合生产实际(气体含尘情况、粉尘的性质、粒度组成),参考国内外类似工厂的实践经验和先进技术,全面考虑,处理好三个技术性能指标的关系。例如,在含尘浓度较高时,只要动力允许,提高捕集效率 η 是主要的。而对于分离颗粒较大的粗粉尘,就不需采用高效旋风除尘器,以免带来较大的动能损耗。

4.2 湿式除尘器

湿法除尘是利用分散洗涤液体生成的液滴、液膜和气泡捕集气流中的粉尘的方法。优点是结构简单,造价低,可以

同时捕集有害气体和粉尘,与干式除尘器相比,设备尺寸较小,除尘效率较高。缺点是耗水且废液需要二次处理,对烟气具有选择性:黏结性烟尘易堵设备,拒水性烟尘不适用。

4.2.1 液膜形式

(1) 旋风水膜除尘器。含尘气体借助气流旋转离心力冲击被水润湿的壁面被捕获。

(2) 管式水膜除尘器。含尘烟气横向冲击垂直错殊布置并被水膜包裹的管束,烟尘在惯性力作用下碰撞管子外壁并被粘附于水膜上,然后随水膜排至沉淀池。

(3) 填料塔湿式除尘器。将洗涤水喷洒在填料表面并形成液膜以捕尘的方法,只用于流动性较好粉尘粒子的除尘。

4.2.2 液滴形式

文丘里除尘器是一种效率较高的湿式除尘器,主要由文丘里洗涤器和除雾器组成。前者使得烟尘微粒凝聚,从而增大烟尘尺寸以易于被捕集,后者对烟气和夹带烟尘微粒的水滴进行气液分离。自激式喷雾除尘器包括所有利用具有一定动能的气流直接冲击到液体表面上雾滴的形成除尘装置。主要有冲击水浴式除尘器和冲激式除尘器。

4.2.3 气泡形式

如湍球塔湿式捕尘装置,鼓泡接触型除尘器。

随着我国环保标准的日益严格,常规湿式除尘器除尘效率较难满足现行锅炉的烟尘排放标准,同时由于湿式除尘器需要耗水并容易产生二次污染,所以常规湿式除尘器已逐渐受到限制,对湿式除尘器本书不作详细介绍,如需要可以参照相关手册。

5 除尘技术发展趋势

发达国家在除尘理论和技术上的研究趋向于三个方面:一是对传统高效除尘技术进行更深入更系统的研究,如静电除尘;二是为适应更高环保要求,追求高效率、高品质除尘,而注重各类除尘机理和技术的综合,如静电双驱凝聚与旋风除尘器组合除尘;三是强调除尘脱硫一体化,如湿式静电旋风除尘。近几年来,为了提高对尘粒的捕集率,陆续出现了综合几种除尘机理的各种新型除尘器,如声凝聚器、热凝聚器、流通力/冷凝洗涤器、高梯度磁分离器、荷电液滴洗涤器及电管等。

5.1 超细微颗粒物捕集技术

超细微颗粒物是一种重要的大气污染物,对人类身体健康具有极大的危害,是导致人类死亡率上升的一个重要原因。近年来,许多国家都已开始研究超细微颗粒物 PM_{10} ,特别是 $PM_{2.5}$ 的物理化学行为、形成与污染机制、控制技术以及对人体健康影响。 PM (Particulate Matter) 是大气中颗粒物的统称。 PM_{10} 指的是空气动力学直径不大于 $10\mu m$ 的颗粒物,它们能通过呼吸进入人体呼吸道。 $PM_{2.5}$ 指的是空气动力学直径不大于 $2.5\mu m$ 的颗粒物,它们的降落速度极慢,可长时间悬浮于空气中,而且由于其表面活性强,可以吸附大量的有毒有害致癌物质,并可通过呼吸沉积在肺泡,甚至可以通过换气进入其他器官。 PM 值越小,即粒径越小,进入呼吸道部位就越深,对人体呼吸系统危害也越大。对超细微颗粒排放的研究目前还处于起步阶段,主要是对其危害程度研究较多,目前尚没有找到控制排放的有效方法。

燃烧是超细颗粒物的一个重要来源,作为一个燃煤大国,我国超细颗粒物的污染状况尤为严重,目前我国城市大气环境的首要污染物就是超细颗粒物,尤其是 $PM_{2.5}$ 的污染

问题更是不容忽视。因此必须加强超细颗粒物的形成与控制技术研究,提高政府和公众的环境意识。

袋式除尘器的除尘效率可达 99.9%,一个带有高效静电除尘器 (ESP) 或袋式除尘器的燃煤电厂,可以将排放出的颗粒粒径很好地控制在 PM_{10} 以内。湿式烟气脱硫 (FDG) 洗涤器也可以捕获颗粒物 (除尘效率可达 90%),它可以将颗粒大小控制在 $PM_{3.5}$ 以内,其中大部分是 PM_{10} 。联合使用 ESP 和 FGD 可以使除尘率达到 99.99%,在大多数高效除尘的电厂中,ESP 可以将排放的颗粒大小控制在 $PM_{3.5}$ 以内,如果再使用 FGD 除尘,则可以将排放颗粒控制在 PM_{10} 以内。在除尘设备后仍然存在更细小的颗粒,它们在大气中的转化伴随着化学性质的变化。在荷兰和美国做的测试中,对大多数微量元素而言,用高效 ESP,可以除去 99% 以上,而对于 Cd, Ni, Se 和 Zn 等半挥发性元素而言,除去率却不到 99%,这是因为小颗粒物的表面积相对较大,烟气中的半挥发性组分易于凝结在它们的表面上。

5.2 高温陶瓷除尘器

高温陶瓷过滤器,目前被普遍认为是最有前途的高温除尘设备。用于煤气化蒸汽—燃气联合循环发电系统 (IGCC) 的高温燃气净化系统。

陶瓷过滤器的过滤元件目前普遍采用高密度材料,制成的陶瓷过滤元件主要有棒式、管式、交流式三种。

现以应用最广的棒式陶瓷过滤器为例,介绍陶瓷过滤器的工作过程。图 15.3-12 所示为美国西屋公司设计的一种棒式陶瓷过滤器的结构示意图。过滤系统的壳体为内衬耐火材料的压力容器,容器中布置多组由单根陶瓷棒元件组成的陶瓷棒组,每一陶瓷棒组的上部为集气联箱。含尘气体通过管组的陶瓷棒元件除尘后汇集至集气联箱并经连接管汇至管板结构的清洁气体端。陶瓷棒元件的清灰采用反向脉冲气流,每一陶瓷管组布置有一个脉冲喷嘴气源,所清除的尘粒收集在过滤器下部的灰斗并排出过滤器。几组陶瓷管组垂直叠置 (用同一支撑管件) 就组成了一陶瓷组束。各陶瓷棒组束支撑在同一高温合金管板上,金属管板把过滤器内部隔为含尘气体和清洁气体两部分。

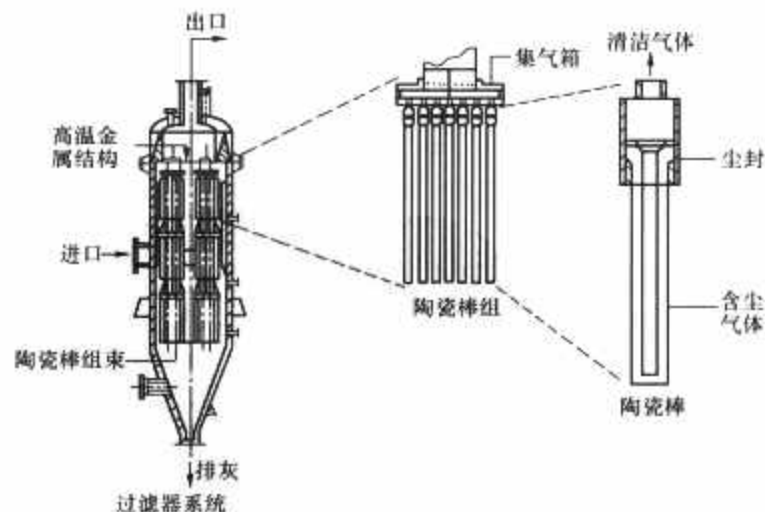


图 15.3-12 棒式陶瓷过滤器结构示意图

含尘气体进入陶瓷过滤元件以后,由于过滤作用尘粒被捕集在过滤元件的表面,随着时间的增加,所捕集的尘粒在陶瓷过滤元件表面形成尘粒层 (滤饼)。为保证过滤器的连续稳定运行,陶瓷过滤元件表面的滤饼必须周期性地清除。试验表明,采用反吹脉冲气流清灰时,滤饼通常不是在过滤元件表面被全部清除,而是有一残留滤饼层。

反吹清灰对陶瓷过滤器的安全稳定运行是非常重要的,

通常脉冲反吹气流的持续时间为 $0.1 \sim 1.5\text{s}$ ，清灰周期为 $1 \sim 30\text{min}$ 。除上述两个参数以外，脉冲反吹气流的压力也是一个关键的参数。过滤过程中，压降随时间线性增加。当反吹气流的压力超过某一临界值时，随着周期性脉冲反吹，能将过滤元件的滤饼不断清除，反吹气流的这一临界压力由反吹系统和运行条件所决定。

高温陶瓷过滤器在最近几年中得到了很大的发展，而且在煤气化联合循环发电系统中已得到示范应用，但距商业化应用仍有距离，尤其是应用于增压流化床联合循环发电系统还有许多工作要做。

高温陶瓷过滤器需进一步解决的问题首先是要能在工业示范装置上得到长期运行。陶瓷过滤器在小型试验装置中能工作几千小时，而在工业示范装置上却相差很多。经对照分析，其原因是：首先工业示范装置中运行工况是变动的，包括启动、停机、变负荷等有很多过渡状态存在，故造成热冲击的机会要大得多；其次过滤器放大后，不均匀性增大，这也使过滤器的工作条件恶化。

因此应该从以下几方面加强研究和改进来减少过滤元件的损坏：改进对热冲击的抵抗能力，对化学反应破坏的机理进行研究，改进过滤器的整体结构设计，改进过滤元件的材料等。

5.3 复合型除尘技术

传统的单一机制的除尘器或洗涤器已不能满足现行法规的要求，即使满足也要付出昂贵的代价，如洗涤除尘器中的文丘里除尘器，虽然能达到高的除尘效率，但是以大能耗作为代价的。因此，开发并利用除尘效率高的除尘器是一种必然的选择。现在研究表明：多种机制的联合作用，如湿法作用、静电作用和机械作用等，能够达到更好的除尘效果。这种基于几种机制联合作用的除尘器被称为复合型除尘器。

5.3.1 电袋组合除尘技术

袋式和电除尘器是目前工业应用最多，最普及，收尘效率最高的除尘设备。但是这两种除尘设备都有各自优缺点。

电除尘器优点是：除尘效率高，设备简单，使用寿命长，维护工作量小，初投资少，运行费用低等。缺点是：受粉尘性质限制，包括粉尘成分、组成、矿物相结构、比电阻及烟气条件等。

袋式除尘器优点是：除尘器效率高，不受粉尘性质影响，能收集气溶胶粒子，运行稳定等。缺点是：初投资大，设备阻力大，运行费用高，滤袋使用寿命短，维护工作量较大等。

为了解决这一对矛盾，人们开始寻找将两者优点结合在一起新组合除尘方式。即采用袋式除尘器与电除尘器串联组合布置如图 15.3-13 所示。这种组合方式要求，进入电除尘器烟气分布均匀，因为在袋式除尘器前只设置一个常规电场，电场长度通常小于 4.5m ，而收尘极板高度则大于 12m ，在振打清灰过程中粉尘下落距离大，如果气流分布不均匀，易增大二次扬尘量，降低电除尘器效率。在电除尘器末端和袋式除尘器前端设置气流分布板，高度应大于滤袋长度，使烟气均匀适量进入前部滤袋，大部分烟气导向下部空间，从滤袋下部进入袋室。净化后烟气经净气室排入大气。

从图 15.3-13 中不难看出，电除尘器设置在袋式除尘器前面，当烟尘进入电除尘器后粉尘被荷电收集，一般情况下一个电场除尘效率 $80\% \sim 90\%$ 。也就是说大部分粉尘被收集，进入袋式除尘器粉尘含量减少，相应清灰次数减少。通

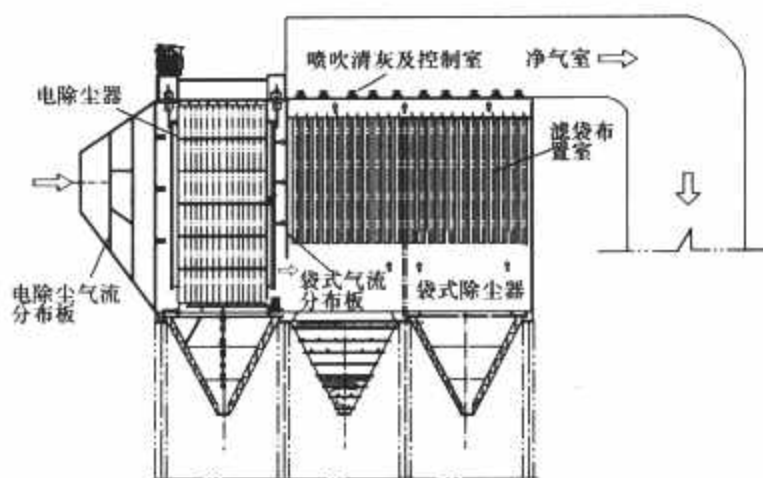


图 15.3-13 电袋组合式除尘器的布置方式

过大量试验研究表明，滤袋破损主要由于清灰时张拉、皱褶、弯曲和腐蚀造成的，减少清灰频次就会延长滤袋寿命，这是不言而喻的。另外，进入袋式除尘器粉尘是带有相同极性荷电粉尘，粉尘被滤袋分离，驻留在滤袋表面，由于粉尘具有相同极性，因此相互排斥，增强了滤袋透气性，减小了滤袋阻力，节约了运行费用，同时也间接地起到减少滤袋清灰次数作用，从而延长了滤袋使用寿命。

这种组合除尘技术显示出较强优越性：

- (1) 对 $0.01 \sim 1.00\mu\text{m}$ 的气溶胶粒子有很高收集效率。
- (2) 由于驻留在滤袋表面粉尘层具有相同极性，互相排斥起到松散作用，降低了过滤阻力，运行费用减少。
- (3) 对粉尘比电阻适应性增强。
- (4) 滤袋清灰次数减少，延长了使用寿命。

我们知道，电袋组合式除尘器生命力在于提高滤袋使用寿命。常规布袋除尘器，常规使用条件，滤袋使用寿命大约 3 年左右，组合式除尘器滤袋使用寿命预计划能延长到 5 年左右。

这种组合式除尘技术在日本电站已经使用，2004 年我国天津源热电厂 $2 \times 50\text{MW}$ 机组将三电场静电除尘器改造为电袋除尘器获得成功，近两年已经有多家中小型机组采用电袋除尘器。

5.3.2 静电洗涤器

洗涤除尘器和静电除尘器是目前国内外应用较多的除尘器。对洗涤除尘器来说，只要液体选取适当，可以除去部分有害气体，比干法具有更高的除尘效率，能处理黏性大的固体颗粒，处理高温高湿气体；同时，设备本身较简单，费用也不高。用静电作用除去气体中的颗粒物已有近百年的历史，主要优点是：能处理大流量的气体和具有腐蚀性的高温气体；气体阻力小，压力损失小；除尘效率高，能有效地除去亚微米粒子，效率可达 $90\% \sim 99\%$ 。

5.3.3 静电旋风除尘器

这是电除尘与旋风除尘的结合技术。静电旋风除尘器具有结构简单、运行费用低、除尘效率高、除尘适应性强等优点，因此在国际上也属近年来除尘研究活跃领域。国家建材局合肥水泥研究设计院研制的“SZD 型组合电收尘器”是比较具有代表性的，其机理为内外二级电场、电旋风+电抑制+电凝聚三次收尘，收尘效率高，可达 99.98% ，处理粉尘浓度大，标准状况下可达 $150\text{g}/\text{m}^3$ ，使用可靠，已经开始批量生产，使用效果较好，但结构较复杂，振打清灰装置管理和维护困难。

5.3.4 除尘和脱硫技术结合

由东北师范大学静电研究所开发、吉林省环境保护局推荐的静电水膜除尘技术适用于电力、冶金、化工、建材、工

业及民用采暖等领域4~10t各种类型燃煤锅炉消烟除尘脱硫和各种颗粒物收尘场所(即水暖工脱硫除尘器)。

将静电除尘与旋风水膜除尘技术结合于同一装置,除尘器筒体内加装一高电压电晕电极,与筒体内壁下流水膜构成对电极,水膜做为收尘极。当烟尘气流切向进入脉冲静电水膜除尘器后,形成在静电场作用下的螺旋上升气流。同时由于高电压电极附近的气体被电离形成正离子和自由电子,正离子很快注入高压电晕电极,自由电子在电场作用下向筒壁水膜方向漂移,并被空气分子吸附形成负离子,烟尘气流中的尘粒在电场、自由电子和负离子作用下,依据电场荷电和扩散荷电机理被带上负电荷。这些带负电荷的尘粒同时受到离心力和静电力的作用,迅速向筒

壁方向趋进而被水膜收集,从而使烟尘气流得到高效率的净化。

脱硫除尘器本质是脱硫除尘一体化设备,它是利用湿式除尘器使用洗涤液的特点,往洗涤液中添加与硫化物反应的物质,实现既脱硫又除尘的效果。水暖工脱硫除尘器适用于中小型锅炉及生产过程排烟不大的设备。对电站锅炉等大工程需专门设计脱硫和除尘的工艺和设备。

脱硫除尘器可分为两大类:一类是湿式脱硫除尘器,它包括各式的湿式除尘器,只是往除尘器中添加了与硫起作用的化学反应剂而已,如卧式网膜塔除尘脱硫装置,XSL型脱硫除尘器等。另一类是电子脱硫除尘装置,例如,电子束照射脱硫除尘装置和电晕放电除尘脱硫装置等。

第 4 章 固体废弃物的处理

1 固体废弃物的定义

固体废物或固体废弃物，是指在生产建设、日常生活和其他活动中产生的污染环境的固态、半固态废弃物质。生产过程中的固体废物通常分为矿业固体废物、工业固体废物和农业固体废物；日常生活中产生的固体废物通常指生活垃圾。与电力生产有关的固体废物，传统上主要指燃煤电力生产直接产生的粉煤灰和渣，这是电力行业长期关注的废弃物。

近年来，由于对于可再生能源的关注，农业废弃物一秸秆以及生物废弃物一生活垃圾和污水处理产生的污泥也纳入到发电行业的燃料范畴。固体废物有其易造成环境污染有害的一面，但又有其可利用的一面。所谓固体“废”物，只是相对于某一工艺生产而言。实际上，固体废物中仍然不同程度地含有可利用的物质，如可燃物质、有用的金属等。因此，研究开发固体废物的处理与综合利用途径，一方面可以变“废”为宝，开发出新产品；另一方面又可消除其中的有害物质，减轻对环境的污染。

在发展循环经济的前提下，尽一切可能减少固体废物占用宝贵的土地资源，防止固体废物污染水体、大气环境，实现废物处理资源化、无害化、减量化、稳定化的目标。近些年来，相关的基础研究、技术开发和应用方兴未艾。

火电厂的固体废弃物粉煤灰和渣的处理可详见本卷第 7 篇第 8 章《除灰渣和烟气净化系统》，因此，本章只重点介绍生活垃圾、农业废弃物——生物质能和污泥的焚烧处理。

2 生活垃圾的焚烧处理

城市生活垃圾是指城市中的单位和居民在日常生活及为生活服务中产生的废弃物，以及建筑施工活动中产生的垃圾。城市垃圾按产生源可以分为九类：居民生活垃圾、清扫垃圾、商业垃圾、工业单位垃圾、事业单位垃圾、交通运输垃圾、建筑垃圾、医疗卫生垃圾和其他垃圾。上述提及的城市生活垃圾还可按其来源进一步分为居民垃圾、商业垃圾和街道保洁垃圾等。其中居民垃圾是指来自居民生活过程中丢弃的废物，这是城市生活垃圾的主体；商业垃圾（也称企事业单位垃圾、集团垃圾）是指机关、团体、学校和商业企业等单位产生的废弃物；街道保洁垃圾来自清扫马路、街道路面，主要组分是泥沙、灰土、枯枝败叶及商品包装物等。目前在中国，医院垃圾、建筑废物、污泥、工业危险废物等其他城市固体废物要求作专门处置，一般不计入城市生活垃圾，而作专门统计处理。

根据不同目的及特性，城市生活垃圾还可有不同分类，具体的分类如表 15.4-1 所示。

表 15.4-1 城市生活垃圾的分类		
分 类	类 别	主 要 构 成
按产生场所	家庭垃圾	食物残渣、煤灰、破布、塑料、皮革、金属、玻璃、废家具等
	市场垃圾	残余蔬菜、鱼肉残渣、包装材料、厂地收集物等
	机关企业垃圾	与家庭垃圾相同，但纸类最多
	街道清扫垃圾	泥沙、尘土、树叶、行人抛弃物等

续表

分 类	类 别	主 要 构 成
按燃烧难易	可燃垃圾	竹、木、塑料、纸、破布、皮革等
	难燃垃圾	含水量大的瓜、果、蔬菜等
	不可燃垃圾	金属、砂石、玻璃、砖瓦等
按化学成分	有机垃圾	同可燃垃圾
	无机垃圾	同不可燃垃圾
按密度大小	重垃圾	玻璃、砖瓦、沙土等
	轻垃圾	废纸、塑料、干草等
按热值高低	高热值垃圾	热值大于 4200kJ/kg
	低热值垃圾	热值小于 4200kJ/kg
按废物大小	普通垃圾	日常生活垃圾
	大件垃圾	废摩托车、电视机、冰箱、洗衣机、大件家具等
按是否有毒	一般垃圾	没有毒或毒性很小的生活垃圾
	有毒垃圾	含重金属（如铅、镉）废弃物等

城市生活垃圾在收集、运输和处理处置过程中所含有的和产生的有害成分，会对大气、土壤、水体造成污染，不仅严重影响城市环境质量，而且传播疾病，威胁人类的生命安全，已经成为我国和世界各国所面临的重大环境问题之一。因此，城市生活垃圾的无害化处理已关系到保护生态环境和提高生活，防止污染，使经济发展与环境保护相协调的重要内容之一。

2.1 城市生活垃圾的特点、危害及其处理现状

要解决城市生活垃圾的污染，需从可持续发展的战略出发，既要有效地处理处置好生活垃圾，又不能贻害子孙后代。我国垃圾处理工作起步较晚，早期大部分垃圾运到市郊后，只是简单的堆放，无害化处理率很低，从根本上说只是转移了污染地点。垃圾露天堆放，大量氨、硫化物等有害气体释放，严重污染了大气；垃圾在堆放腐败过程中会产生大量的酸性和碱性有机污染物，同时垃圾中重金属溶解，造成土壤、地表水和地下水的严重污染。垃圾中含有致病微生物，同时垃圾往往是蚊、蝇、蟑螂和老鼠的滋生地，这些必然危害着广大市民的身体健康。城市生活垃圾堆放侵占了大量的土地，近 10 年来我国每年减少耕地 $5 \times 10^9 \text{ m}^2$ ($1 \text{ m}^2 = 0.0015 \text{ 亩}$)，其中很大一部分被城市固体废弃物所占有。据初步调查 1998 年我国 668 个城市中，有 200 多座陷于垃圾包围中。随着城市垃圾中有机物含量的提高和由露天分散堆放变为集中堆放，只采用简单覆盖易造成产生甲烷气体的厌氧环境，易燃易爆炸。

中国城市生活垃圾的基本特征是：生活垃圾混合收集，灰分含量高，建筑材料、厨余等混入生活垃圾，水分含量高，一般为厨余 30%~55%，灰土 10%~50%，水分 40%~60%，热值一般在 4000kJ/kg 左右，垃圾热值低。另一个显著的特点是近年来，随着城市化的加快，城市煤气化程度

的提高，垃圾中纸类、塑料、木质和纤维等有机成分增加，垃圾热值有所提高，东部城市的垃圾热值已经达到了5000kJ/kg以上，部分沿海开放城市的垃圾热值已经达到了7000kJ/kg，无疑为我国城市生活垃圾的资源化利用创造了条件。但南北差异和城乡差别较大。同时，随着人民的生活水平不断提高，垃圾产生量正在快速增加。

从1984~2005年，我国城市垃圾产生量由0.5亿t增加到1.5亿t。城市生活垃圾产量迅速增加的同时，垃圾构成也相应的发生了变化。纸类每年平均增加20%，纤维类

每年增加20.5%，塑料类每年增加48%，包装废弃物的体积已占垃圾量的35%~40%。1979~1998年，中国城市垃圾平均以每年8.98%~10%的速度增长，到1998年为止，历史积累还没得到处理的垃圾在全国有60亿t。据统计，中国每年生产的包装制品有70%在使用后被丢弃，按1998年中国生产的包装总量1813万t计算，有1269万t的废弃物产生，人均10kg。由于城市生活垃圾中废弃的纸张、塑料等大量增加，垃圾的可燃成分也增多，热值明显提高。我国城市垃圾的组成见表15.4-2。

表 15.4-2 我国城市垃圾的组成 %

城市类型	垃圾组分			可再利用废品分布				
	动植物垃圾	无机垃圾	可再利用废品	纸类	玻璃	金属	塑料	织物
发达城市	45~55	15~25	25~35	20~25	15~20	5~15	35~45	10~15
较发达城市	50~60	20~30	15~25	20~25	15~20	5~15	35~45	10~15
一般城市	45~55	35~45	5~15	20~25	15~20	5~15	35~45	10~15

2.2 城市生活垃圾焚烧技术发展简况

垃圾焚烧法是采用高温焚烧处理的技术手段，通过燃烧工艺的组织，将垃圾中的有机成分和可燃成分燃烧完全，与其他处理方法相比，焚烧法有以下突出的优点：

- (1) 焚烧后体积可减少90%以上，大大地减少垃圾体积和质量，同时焚烧后的灰渣还可综合利用。
- (2) 垃圾的处理速度快，不需要长期储存。
- (3) 垃圾就地焚烧，不需要长距离运输。
- (4) 可以回收能量用于发电和供热。
- (5) 通过组织低污染焚烧工况和焚烧炉的正确设计可实现很低的二次污染。

随着社会和生产的发展，所产生的垃圾也会越来越多，垃圾的品质越来越高，同时环境保护意识的不断加强，也要求人们能更加科学地处理和处置垃圾，焚烧法处理垃圾将起越来越重要的作用。

2.2.1 焚烧技术发展

垃圾焚烧技术发展历史与其他垃圾处理方法相比要短得多，大致经历了三个阶段：萌芽阶段、发展阶段和成熟阶段。

萌芽阶段是从19世纪80年代开始到20世纪初期。1874年和1885年，英国诺丁汉和美国纽约先后建造了处理生活垃圾的焚烧炉，代表了生活垃圾焚烧技术的兴起。1896年和1898年，德国汉堡和法国巴黎先后建立了世界上最早的生活垃圾焚烧厂，开始了生活垃圾焚烧技术的工程应用。但是由于这一阶段的技术原始和垃圾中可燃物的比例较低，在垃圾焚烧过程中产生的浓烟和臭味，对环境的二次污染相当严重，因此这种方法曾一度为人们所抛弃。

从20世纪初到60年代末的约半个世纪，是垃圾焚烧技术的发展阶段。第二次世界大战以后，发达国家的经济得到更大发展，城市居民的生活水平进一步提高，垃圾中的可燃物和易燃物也随之迅速上升，促进了垃圾焚烧技术的应用。特别是在20世纪60年代的电子工业变革后，各种先进技术在垃圾焚烧炉上得到了应用，使垃圾焚烧炉得到了进一步完善。

从20世纪70年代初到90年代中期的20多年间，是生活垃圾焚烧技术的成熟阶段，也是生活垃圾焚烧技术发展最快的时期。这时期几乎所有的发达国家、中等发达国家都建设了不同规模、不同数量的垃圾焚烧厂，发展中国家建设有

垃圾焚烧厂的也不在少数。

在我国的许多大城市和经济比较发达城市，随着国民经济的发展、城市建设的发展、环保标准的提高，新建垃圾填埋场受到越来越多的限制，已经很难找到合适的场址。垃圾中可燃物的大量增多，垃圾热值的明显提高，使垃圾焚烧技术成为近年来许多城市解决垃圾出路问题的新趋势和新热点。

在此基础上，形成了两种技术路线，一种是来源于国外的炉排炉技术，走了从引进国外设备到引进国外技术、国产化的技术路线，而另一个技术路线是自行开发的，拥有我国自主知识产权的循环流化床垃圾焚烧发电技术。

2.2.2 炉排型垃圾焚烧技术国产化

深圳市市政环卫综合处理厂引进国外的炉排垃圾焚烧技术和设备，同时致力于国产化改造，是中国垃圾焚烧处理技术与设施发展的第一座里程碑。深圳市于1985年与日本三菱重工业公司签订合同，成套引进两套日处理能力为150t/台的垃圾焚烧装备。于1985年11月破土动工，1988年6月试产成功，同年11月正式投产。成为当时我国第一座现代化垃圾焚烧厂。三菱重工焚烧装备采用的是德国马丁式炉排——倾斜逆推往复炉排。炉排与水平面成26°夹角，炉宽约3m，炉床长约6.5m。炉床从上而下分为干燥区、燃烧区和燃尽区。垃圾在炉排上呈层状燃烧，燃烧空气从炉排下方送入。通过炉排的逆向间歇运动，使垃圾自上而下均匀移动，并对垃圾进行搅动和破碎，增加透气性，便于空气与垃圾的充分混合，改善了燃烧条件，有利于垃圾燃尽。

余热锅炉的蒸发量为13.1t/h、蒸汽压力为1.6MPa、蒸汽温度为203℃。全厂配置1台500kW汽轮发电机组，17t/h蒸汽用于发电，6.0t/h蒸汽厂内自用，3.2t/h蒸汽供给厂附近的热用户。

由于当时的垃圾焚烧污染控制标准和相关技术规范尚未颁布，烟气净化处理采用把石灰粉喷入烟道中和静电除尘器除尘的方法。

全厂总投资4700万元（包括厂外道路等市政设施费用）。单位处理能力投资为16万元/（t·日），运行成本为约20~25元/t。

由于生活垃圾存在水分高（水分高于50%）、热值低（当时年平均低位发热值约3300kJ/kg左右）、多变化、未经分选的特点，致使垃圾进炉后水分蒸发，大量吸热，干燥时间长；着火慢，易结块，烧透时间长；炉膛温度易大幅波

动,垃圾焚烧不稳定。同时一期工程垃圾焚烧热能利用率低,总体发电能力仅为500kW,每年还需向电网买电。为解决这些问题,深圳市政环卫综合处理厂通过国家“八五”重点科技攻关项目垃圾焚烧装备国产化研制和第三条生产线(150t/d台)的科技攻关、建设和运行,掌握了低热值、高水分垃圾的焚烧技术和工艺,设备的国产化率可达到约80%,为我国垃圾焚烧设备的国产化打下了初步的基础,提供了经验。锅炉参数有了提高。蒸汽温度由203℃提高到了350℃,从而由原来的饱和蒸汽提升为过热蒸汽。汽轮发电机的功率扩容到3000kW,从而改善了经济指标。表明焚烧技术能处理中国热值较低、水分较高的垃圾,为焚烧技术在我国的应用开辟了道路。

上海浦东新区御桥垃圾焚烧发电厂是中国引进国外发达国家的先进炉排技术和设备进行垃圾焚烧处理与设施建设的典型代表。该厂2000年2月开工建设,2001年11月开始设备调试,2002年5月完成全厂综合调试,2002年9月经上海市环保局批准投入运行。

该厂是中国大陆地区第一座日处理1000t级的大型现代化垃圾焚烧发电厂,由上海浦东发展集团投资,并部分利用法国政府混合贷款,用于引进法国技术和部分关键设备。工厂总造价约6.3亿元[日·吨处理能力投资约57.5万元/(t·日)]。引进三台法国SITY2000逆推式炉排焚烧炉、余热锅炉1台(其余2台采用法国技术由上海四方锅炉厂制造)和三套烟气净化系统的关键设备。

余热锅炉蒸汽温度为400℃,蒸汽压力为4.0MPa,配置8.5MW汽轮发电机组2台。烟气净化系统为半干法加布袋除尘器,属国际先进水平配置。烟气排放浓度可达到GB 18485—2001《生活垃圾焚烧污染控制标准》要求。其中二噁英经监测为0.02~0.07TEQng/m³。

该厂在建设、调试、试运行过程中,消化、吸收了法国与欧洲的技术,并结合垃圾热值较低、含水较高的特点,对工艺、设备和材料等作了大量的改进和优化(20多处)。运行实践表明,工况稳定,状态良好。该厂的建成、投产和运营为中国垃圾焚烧处理技术与设施的发展走引进、消化、吸收、创新之路开辟了新的前景;为提高国产化垃圾焚烧处理技术与设施的水准提供了新的参照平台。

温州市东庄垃圾焚烧发电厂是炉排炉国产化垃圾焚烧处理技术与设施发展的典型代表。一期工程于2000年1月破土动工,2001年11月建成投产。采用1套逆推机械炉排炉,日处理能力为160t/日。配置1台1500kW汽轮发电机组。二期工程于2003年2月建成投产。采用1套由温州市伟明环保工程公司制造的机械炉排炉。该炉排由两段组成:第一段为逆推式炉排,第二段为水平顺推炉排,以利于燃烬。日处理能力为225t/日。采用杭州锅炉厂制造的余热锅炉,其主要技术参数为:蒸汽温度为370℃,蒸汽压力为2.45MPa。配置一台3000kW汽轮发电机组。采用国产半干法加布袋除尘器烟气净化系统。该厂的日·吨处理能力投资为23.38万元/(t·日)。

该厂是我国第一座按照当时国际上现代化垃圾焚烧处理技术原理和工艺配置模式,采用国产化技术、工艺与装备建设和运营的垃圾焚烧电厂。

随后建设的温州市临江垃圾焚烧发电厂余热锅炉的参数有了进一步的提高,蒸汽温度由370℃提高到450℃,蒸汽压力由2.45MPa提高到3.82MPa。

中国垃圾焚烧处理技术与设施建设发展起步较晚,但炉排炉焚烧发电技术的发展历程体现了吸进、消化、吸收、再

创新和迎头赶上、与时俱进的精神,并取得实际成效。

(1)从总体上看,引进国外技术、工艺及装备,注意了其先进性、适用性和可靠性。通过科技攻关,取得了热值较低、含水量较高的垃圾焚烧处理技术成果,为焚烧处理技术在我国的发展开辟了道路。

(2)国产化垃圾焚烧处理技术、工艺及装备的开发、研究和制造,根据目前中国垃圾的特点,精心地采取了相应措施,并取得了较好的效果。贯穿了迎头赶上、与时俱进的思想。

(3)余热锅炉的性能逐步提高。蒸汽温度从203℃→370℃→400℃→450℃;蒸汽压力1.6MPa→2.45MPa→3.82MPa→4.0MPa。为提高热能转换效率和经济收入创造了条件。

(4)烟气净气系统的配置,从干法加静电除尘器过渡到了半干法加布袋除尘器。烟气排放限值在达到GB 8485—2001要求的基础上,烟尘和二噁英的排放限值亦可达到国际先进水平。

2.2.3 低污染物排放垃圾焚烧发电技术

循环流化床垃圾焚烧发电技术是我国自行开发,拥有我国完全自主知识产权的垃圾焚烧发电技术。针对我国城市生活垃圾具有组分复杂、高水分、低热值等特点,提出了添加辅助燃煤的异重循环流化床垃圾焚烧技术,直接燃用原生垃圾,通过相关技术如垃圾预处理、烟气处理、渣分选回收、床下点火启动、焚烧炉热工自动控制等的综合集成,形成了一套添加辅助燃煤的燃用原生垃圾的城市生活垃圾循环流化床焚烧发电集成技术。

从实现稳定焚烧和低污染排放角度上讲,只有在生活垃圾热值超过一定值的基础上,才能实现稳定焚烧同时实现污染物排放控制的目的。一般的垃圾焚烧炉不添加辅助燃料时要求最低垃圾热值在6000kJ/kg(1400kcal/kg)以上。在燃用我国4180kJ/kg(1000kcal/kg)甚至更低热值的原生垃圾的情况下,必须添加辅助燃料。辅助燃料的选择需要考虑运行的经济性。在达到同样混合热值的条件下,采用辅助燃料的煤量是油的两倍左右,但煤的价格远低于油的价格,因此从经济角度及燃料来源等角度来考虑,辅助燃料采用煤更为符合中国国情。通过组织流化床燃烧结合辅助煤的作用可以实现焚烧炉内温度场充分均匀和可控,对于垃圾中的挥发成分和固定碳的燃烬是非常有效的,不会产生大量的未燃尽物质。更为有效的是生活垃圾中掺烧一定的煤可大幅度抑制二噁英的生成。

1998年杭州锦江集团应用浙江大学异重循环流化床垃圾焚烧新技术将余杭热电厂一台35t/h燃煤链条炉改造为城市生活垃圾流化床焚烧炉。改造后每台焚烧炉日处理垃圾150t。改造工程于1998年8月中旬完成,垃圾经过焚烧处理后,体积和质量减容90%以上,焚烧炉效率高于80%,是我国第一套自主研发的循环流化床垃圾焚烧系统。此外其他的一些研发机构进行了循环流化床垃圾焚烧技术的研究开发和应用推广,显示了良好的产业化推广前景,单台垃圾焚烧炉的垃圾处理量逐步从150t/日加大到200、250、300、350、400t/日,单厂垃圾焚烧规模已经达到了1200t/日,蒸汽参数为3.82~5.4MPa,450~485℃。

2.3 城市生活垃圾焚烧技术介绍

2.3.1 炉排炉垃圾焚烧技术

垃圾焚烧炉炉型大致可分成两类,第一类是炉排焚烧炉,品种繁多,使用历史长,具有较高的可靠度,是适于处理大容量垃圾的成熟焚烧设备。图15.4-1所示为一个炉排炉垃圾电厂的典型构成。

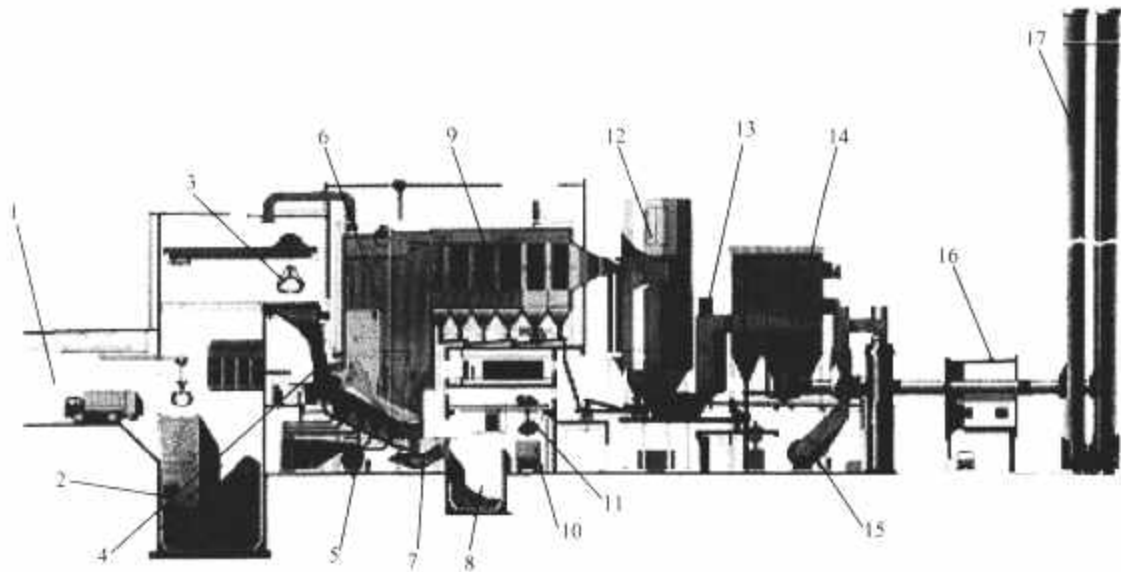


图 15.4-1 典型的炉排炉焚烧发电厂构成

1—垃圾卸料厅；2—垃圾储坑；3—垃圾桥抓；4—垃圾料斗；5—炉排；6—焚烧炉；7—除渣机灰；
8—渣坑；9—余热锅炉；10—渣车；11—灰渣吊车；12—半干法烟气净化塔；13—活性炭喷射；
14—布袋除尘器；15—引风机；16—灰仓；17—烟囱

在炉排垃圾焚烧炉中，炉排是焚烧炉的关键设备，图 15.4-2 所示为几种典型的炉排形式，垃圾经由给料装置推送至炉排上，在炉内高温加热，使得部分垃圾得以干燥，另经炉排的运动除将垃圾往前推送外，将垃圾层松化并经历干燥、燃烧及后燃等各阶段，以达完全燃烧。

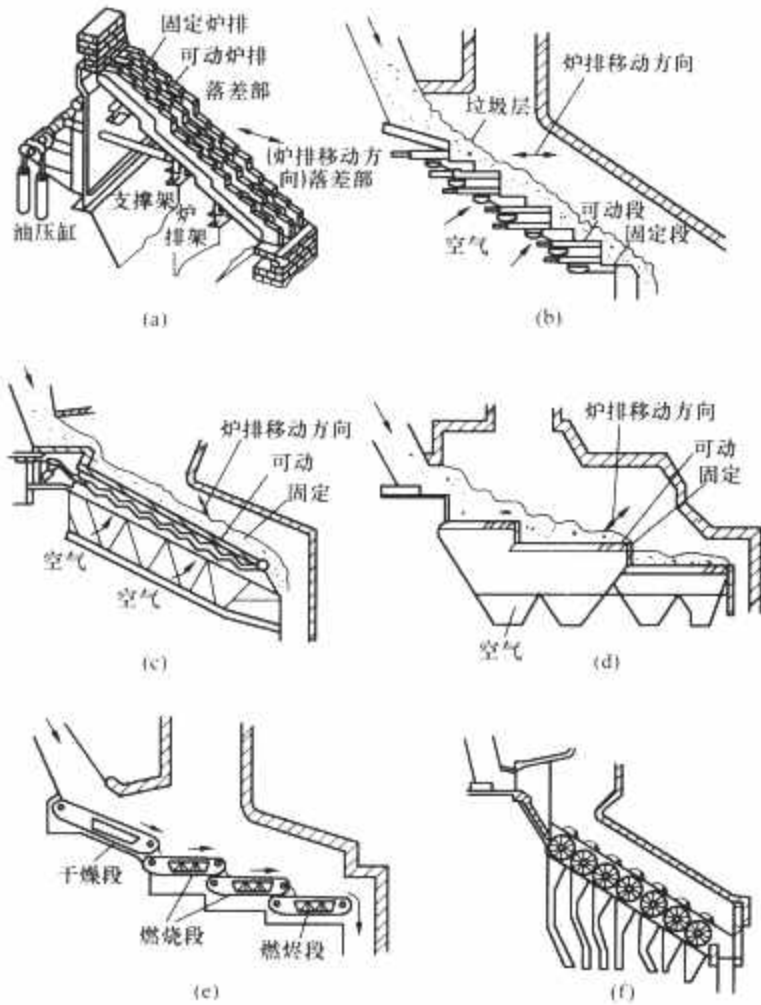


图 15.4-2 炉排分类

(a) 并列摇动式；(b) 台阶往复式；(c) 逆动式；
(d) 台阶式；(e) 履带式；(f) 滚筒式

垃圾经过液压抓斗给入炉前垃圾料斗，垃圾料斗常设置液压关断门和破拱装置，然后再通过液压给料装置给入炉内。

炉排焚烧炉在发达国家已是比较成熟的技术，发达国家焚烧的垃圾热值大多在 8000kJ/kg 以上。在国内，采用炉排炉的电厂往往采用在厂区内垃圾库房堆放 3~5 天的方法来

脱除垃圾中所含的水分。

2.3.2 流化床垃圾焚烧技术

第二类是我国自行开发的流化床燃烧技术，图 15.4-3 所示为两种我国自行开发的循环流化床垃圾焚烧炉炉型。

由于我国垃圾不分类收集，垃圾特性复杂，而流化床对于入炉垃圾的尺寸又有限制，因此，一些流化床垃圾焚烧电

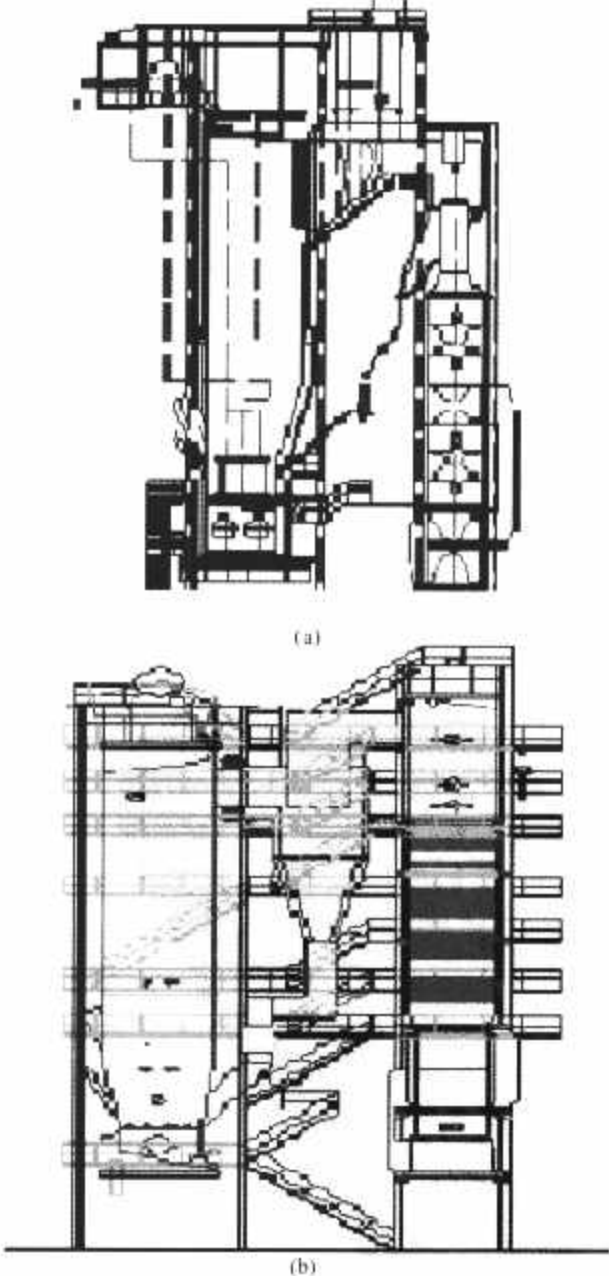


图 15.4-3 拥有我国自主知识产权的循环流化床垃圾焚烧炉
(a) 中温分离炉型；(b) 高温分离炉型

厂采用在厂区内进行如图 15.4-4 所示的垃圾预处理的方法，通过破碎、磁选来减少入炉垃圾的尺寸，去除垃圾中的金属。

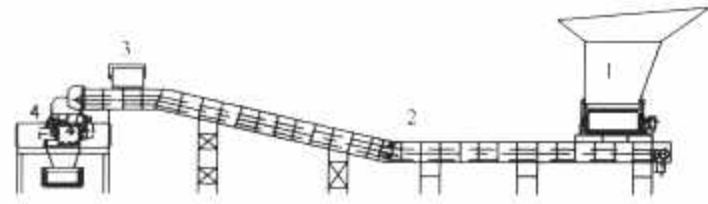


图 15.4-4 典型垃圾预处理工艺流程
1—垃圾料斗；2—垃圾输送皮带；3—磁选机；
4—垃圾破碎机

在垃圾炉的给料口通常设置垃圾给料机，典型的垃圾给料机形式如图 15.4-5 所示。目前，运行可靠、维修方便、密封好的垃圾给料机是垃圾焚烧产业开发中的热点。

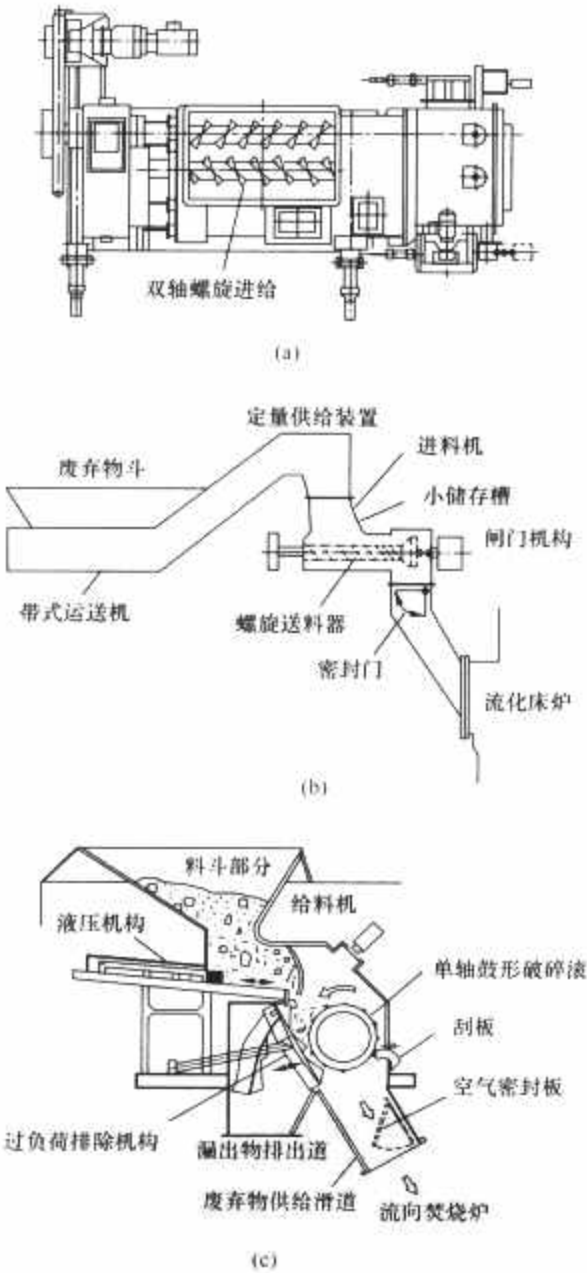


图 15.4-5 炉前垃圾给料装置
(a) 单纯螺旋式；(b) 带式输送+螺旋输送式；
(c) 旋转送料式

2.3.3 垃圾焚烧中二噁英的生成原因及其抑制措施



垃圾焚烧炉烟气排放二噁英的二次污染问题是目前垃圾焚烧备受关注的因素。实际上，二噁英是多氯二苯并二噁英（简称 PCDD）和多氯二苯并呋喃（简称 PCDF）的总称，分别有 75 个和 135 个同分异构体，俗称二噁英（Dioxin），二噁英的各种同分异构体化学结构相似，但是毒性差异很大，其毒性和氯原子的取代位置密切相关，大多数种类的二噁英是无毒的，只有那些 2—，3—，7—，8—四个共平面取代

位置都有氯原子的二噁英同族体才是有毒的（共计 17 个），其中，2，3，7，8—TCDD 是最毒的，而其他的物质毒性相对较低，一般都把所有的二噁英按毒性当量（TEQ）折算到 2，3，7，8—TCDD 来表征毒性，表 15.4-3 所示为不同二噁英的毒性当量。表 15.4-3 中的这几类有毒有机物对哺乳动物的毒性表现症状为：体重减轻，胸腺萎缩，免疫系统受损，肝损伤及卟啉病，氯痤疮及皮肤病变，组织发育不全或过增长，以及致畸、致癌、致突变等，由于二噁英的毒性大，因此，人们对其危害性具有很高的认同性。

表 15.4-3 二噁英同类物毒性当量因子表

PCDDs	TEQ	PCDFs	TEQ
2,3,7,8—取代 TCDD	1.0	2,3,7,8—取代 TCDF	0.1
1,2,3,7,8—取代 P5CDD	0.5	1,2,3,7,8—取代 P5CDF	0.05
		2,3,4,7,8—取代 P5CDF	0.5
2,3,7,8—取代 H6CDD	0.1	2,3,7,8—取代 H6CDF	0.1
1,2,3,4,6,7,8—取代 H7CDD	0.01	2,3,7,8—取代 H7CDF	0.01
OCDD	0.001	OCDF	0.001

在垃圾焚烧过程中二噁英生成来源有以下几个方面：

(1) 燃烧过程中形成，垃圾的干燥和燃烧的初期阶段，除水分析出外，还有低沸点的烃类挥发。氧气充足时，就会生成 CO₂ 和水蒸气；若供氧不足，就会反应生成二噁英的前驱物如： 和  等。生成的前驱物和 HCl 及 O₂ 反应就可能生成二噁英类物质。

(2) 燃烧以后生成，因不完全燃烧产生的前驱物与烟气中的氯化物、氧气在烟尘所含的 Cu、Ni、Fe 等的催化作用下，在 300℃ 左右能生成二噁英类物质。

垃圾焚烧过程中的二噁英排放问题已经得到了研究开发人员的普遍重视，通过多年的研究，目前世界公认在垃圾焚烧中对于二噁英类有机物的防治对策是在烟气温度 800℃ 以上停留时间超过 2s，并且比较高的烟气含氧量可以抑制二噁英的生成。

一般所指的垃圾焚烧的二噁英排放问题，主要是由于一些燃烧工况组织得不好或不具备条件进行垃圾焚烧造成的。如目前在我国城乡较常见的在垃圾箱或空旷场地焚烧垃圾现象以及为回收非金属的焚烧现象，由于燃烧不完全极易产生二噁英，造成严重的环境污染，这些低级的焚烧行为是应该明文禁止的，而目前先进的垃圾焚烧厂，只要采用先进的垃圾焚烧工艺并执行严格的环保措施，二噁英排放应该能够达到污染控制标准。

循环流化床生活垃圾焚烧技术在实际过程中表现出了优越的环保性能，由于其运行温度在 850~950℃ 的中温燃烧区，尾气排放中的 NO_x 排放一般低于 615mg/m³，不需采用专门的烟气净化设备就可以达到目前的排放标准，特别是垃圾焚烧中的二噁英问题，经过相关环保部门的检测，循环流化床垃圾焚烧炉的二噁英排放值标准状况下一般低于 0.1ngTEQ/m³，甚至低于目前的欧盟环保标准。

目前研究者已认识到煤中硫对二噁英生成的抑制，辅助煤的作用一方面实现了稳定燃烧，充分保证温度的要求以及有效控制燃烧过程中的二噁英前驱物如多环芳烃等有机污染物的产生量。

煤中硫的抑制作用主要体现在以下三个方面：

(1) 煤所产生的 SO₂ 的存在抑制了二噁英的形成。二噁英生成机理中，对二噁英生成起作用的氯为氯气而不是氯

化氢，氯气通过氯化作用生成氯化芳香化合物。氯气可以从氯化氢通过金属催化的还原反应得到。当 SO₂ 存在时，SO₂ 和氯气、水分反应生成 HCl，从而减少氯化作用，进而抑制二噁英的生成。

(2) SO₂ 可以使催化剂 Cu/CuO 等中毒，SO₂ 与 CuO 反应生成活性小的 CuSO₄，从而降低了 Cu 的催化活性。催化剂 Cu 在二噁英的生成过程中的主要作用体现在通过还原反应生成氯气和二噁英形成过程中的缩聚反应 (biaryl synthesis)。

(3) 煤中含有的矿物质吸附催化剂和氯，形成 S 取代的有机物。特别是焚烧过程中产生的超细颗粒 (如煤烟) 与硫之间存在着相当显著的交互作用，将大大有助于减少前驱物。

在一般垃圾焚烧时 S/Cl 的比例为 0.2 左右，早期研究认为 S/Cl 比大约为 10 左右才有效果，而浙江大学的试验发现 S/Cl 比为 0.64 时就有抑制作用。

应用浙江大学垃圾焚烧技术已投运的垃圾焚烧炉的经验情况表明，在煤掺烧比为 16%~20% 时，标准状况下烟气中二噁英排放一般小于 0.1ngTEQ/m³。

3 生物质能的焚烧处理

3.1 生物质能发电的优点

生物质能源具有很多化石燃料所不具有的优点，因此生物质能源作为重要的可再生能源越来越多的受到重视。

(1) 生物质能分布广泛，远比石油、煤炭等化石燃料丰富，并且可以再生。生物质能是地球上最普通的一种可再生能源，它遍布于世界陆地和水域的千万种植物中，犹如一个巨大的太阳能化工厂，不断地把太阳能转化为化学能，并以有机物的形式储存于植物内部，从而构成一种储量极其丰富的可再生能源。

(2) 从生物质能资源中提取或转化得到的能源载体更具有市场竞争力。生物质资源经深层转化后生成的甲醇、汽油、液氢、柴油等燃料不含有害成分，适于内燃机使用，而若从石油或煤中提炼出零排放的液体燃料，其生产成本就会大大增加。

(3) 开发生物质能资源，可以促进经济发展，提高就业机会，具有经济与社会的双重效益。生物质能的开发与利用，可以为农村和边远山区、林区就近提供廉价能源，以促进经济的发展和生活的改善。开发生物质能还可提高农村就业率。

(4) 在贫瘠的或被侵蚀的土地上种植能源作物或植被可以改善土壤，改善生态环境，提高土地的利用程度。

(5) 清洁能源，有利于环境的保护。生物质含硫量较低，灰分份额也很小，挥发分高，燃烧后 SO₂、NO₂ 和灰尘排放量比化石燃料要小得多。同时，生物质在其利用过程中，对大气环境的二氧化碳净排放量为零，不会像化石燃料一样引起和加剧温室效应。城市内燃机车辆使用从生物质资源提取或生产出的甲醇、液态氢时，可减少汽车尾气有害气体的排放量。

因此生物质能不仅可以缓解由于经济发展所带来的能源短缺问题，还可以同环境协调发展，具有独特的环境效应。

3.2 生物质能转化利用技术简介

生物质能的研究开发，主要有物理转换、热化学转换、生物转换三大类。涉及气化、液化、热解、固化、直接燃烧

等技术。生物质能转化技术及产品如图 15.4-6 所示。



图 15.4-6 生物质能转化技术及其产品

3.2.1 气化

生物质气化技术是指固体原料在高温条件下与气化剂 (空气、氧气和水蒸气) 反应，固体燃料中的碳氧化生成小分子可燃气体的过程。目前最常用的气化方法主要有：固定床气化炉、流化床气化炉、携带床气化炉等。生物质气化过程复杂，随着气化装置的类型、反应条件、原料性质等条件的不同，反应的过程也不相同。气化过程基本反应包括固体燃料的干燥、热分解反应、还原反应和氧化反应四个过程。产生的气体主要作为燃料，用于锅炉、民用炉灶、发电等场合，也可作为合成甲醇的化工原料。

3.2.2 液化

液化是指通过化学方式将生物质转换成液体产品的过程。液化技术主要有间接液化和直接液化两类。间接液化就是把生物质气化成气体后，再进一步合成反应成为液体产品；或者采用水解法，把生物质中的纤维素、半纤维素转化为多糖，然后再用生物技术发酵成为酒精。直接液化就是将生物质直接转化为液体燃料，具体的实现工艺很多，例如闪速热解，或是把生物质放在高压设备中，添加适宜的催化剂，在一定的工艺条件下反应，制成液化油，作为汽车用燃料，或进一步分离加工成化工产品。近年来，人们不断尝试采用 H₂ 加压，使用溶剂 (如四氢萘、醇、酮等) 及催化剂 (如 Co-Mo、Ni-Mo 系加氢催化剂) 等手段，使液体产率大幅度提高，甚至可以达 80% 以上，液体产物的高位热值可达 25~30MJ/kg。

3.2.3 热解

生物质在隔绝或少量供给氧气的条件下，加热分解的过程通常称之为热解，这种热解过程所得产品主要有气体、液体、固体三类产品。其比例根据不同的工艺和反应条件的变化而发生变化。根据温度、加热速率、固体停留时间及固体粉碎程度等条件可把热解分成慢速热解，产物以木炭为主；快速热解，产物以生物油为主；瞬时热解，产物以可燃气体的为主 (见表 15.4-4)。

表 15.4-4 三类热解的主要参数

热解类型	慢速热解	快速热解	瞬时热解
工作温度 (℃)	300~700	600~1000	800~1000
加热速率 (℃/s)	0.1~1	10~200	≥1000
固体停留时间 (s)	600~6000	0.5~5	≤0.5
颗粒大小 (mm)	5~50	≤1	粉末状

3.2.4 固化

固化是指将生物质粉碎至一定的粒度,借助黏结剂成型;或者不添加黏结剂,在高压条件下挤压成一定形状,其黏结力主要是靠挤压过程产生的热量,使得生物质中木质素产生塑化黏结。成型物可再进一步炭化制成木炭。现已开发成功的成型技术按成型物形状划分主要有三大类:棒状成型、颗粒状成型和圆柱块状成型技术。压制成型后的燃料容积质量可达 $1200\text{kg}/\text{m}^3$,热值约 $16\text{MJ}/\text{kg}$,含水率在 12% 以下,体积缩小为原有体积的 $1/8\sim 1/6$ 。解决了生物质能形状各异、堆积密度小且较松散、运输和储存使用不方便的问题,提高了生物质的使用热效率。

3.2.5 直接燃烧

生物质的直接燃烧技术是最普通的利用生物质的方式。所谓直接燃烧就是燃料中的可燃成分和氧化剂(一般为空气中的氧气)进行的化学反应过程,在反应过程中强烈放出热量,并使燃烧产物的温度升高。燃烧过程一般分四个过程:

(1) 生物质中水的蒸发过程。即使经过数年干燥的木材,其细胞结构中仍含有 $15\%\sim 20\%$ 的水。

(2) 挥发分的析出。

(3) 气相挥发分的着火和燃烧。

(4) 固体碳素残留物的着火和燃烧。

直接燃烧技术的主要目的是为获取热量发电或供热等。

3.2.6 生物质能燃烧发电的重要性

建立多元化能源结构是我国的能源发展战略,虽然,在全国电力结构中煤电仍然会占主导地位,随着核电的发展,水电和可再生能源发电的逐步增加,煤电的比例会逐步降低,到2050年,煤电比例将降低到 $50\%\sim 60\%$ 。可再生能源发电中,风力、生物质能和太阳能发电是今后相当长时期内主要的发展方向。

生物质能发电的意义主要有:

(1) 就地取材,接近终端用户。生物质资源分散,建立分散、独立的离网或并网生物质电站,技术适宜,投资小,可以不受电网影响,直接供电,运行方便可靠。

(2) 改善生态环境,发展农业生产和农村经济。生物质 CO_2 的排放和吸收构成自然界碳循环,其能源利用可实现 CO_2 的零排放。生物质能利用是减排 CO_2 最重要的途径之一;根本解决我国农村普遍存在的而又始终无法根治的“秸秆问题”;采用生物质能发电技术,可将生物质转化为高品质的电能,缓解和补充农村短缺的电力,同时还可以带动能源农业和能源林业的大规模发展。

我国生物质资源丰富,储量巨大,生物质能发电能在一定程度上缓解中国电力供应存在的一些问题,具有重要的战略意义。

3.3 生物质能发电技术的比较

3.3.1 生物质直接燃烧发电

直接燃烧是一种最常用的、直接的和商业可行的从生物质中提取能量的方式。从供能植物到农业渣滓和废弃材料,燃烧系统几乎利用了各种形式的生物燃料。生物质目前直接燃烧的方式大致可分为炉灶燃烧、锅炉燃烧、垃圾焚烧和固型燃料燃烧四种情况。而目前生物质燃烧利用的研究开发工作主要是改进现有炉灶,或直接研究开发燃用生物质的锅炉等用能设备,寻求适宜的燃烧方式,以提高燃烧效率和热利用率。

由于农作物秸秆体积大、组织蓬松,必须晒干打捆后才便于储存。秸秆入炉有多种方式,可以将秸秆打包后输入

炉,也可以将秸秆粉碎造粒(压块)后入炉,或与其他燃料混合后一起入炉。粉碎造粒生产成本最高,但适应性最强。秸秆打包入炉燃烧,成本最低,但秸秆中木质素含量的多少对锅炉的要求则不同,适应性较差。

秸秆打包输送工艺一般先采用叉车将秸秆包放入预定的位置,之后叉车将秸秆包放在进料输送机上,进料输送机有一个缓冲台,可保留秸秆 5min ,秸秆从进料台通过带密封闸门(防火)的进料输送机送至锅炉进料系统,秸秆包被推压到2个立式螺杆上,通过螺杆的旋转,扯碎秸秆,然后将秸秆传送给螺旋自动给料机,给料机将秸秆压入密封的进料通道,之后达到炉床。炉床为水冷式振动炉床,或链条炉排锅炉,是专门为秸秆燃烧发电而开发的设备。

秸秆锅炉没有炉前仓,因此不管装机容量大小,输送系统建议双路以上。

3.3.1.1 生物质层燃炉燃烧方式

以炉排炉为代表的层燃燃烧中,燃料在固定或者移动的炉排上实现燃烧,燃烧所需空气从下方透过炉排供应上部的燃料,燃料处于相对静止的状态,燃料入炉后的燃烧时间可由炉排的移动或者振动来控制,以灰渣落入炉排下或者炉排后端的灰坑未结束。丹麦基于本国的资源特点和燃料特性,以层燃炉为基本形式开发了以麦秸秆为燃料的水冷振动炉排燃烧技术(见图15.4-7),该技术中秸秆捆或者切碎的秸秆在炉排的一端通过机械推送或者风力播撒送入炉膛,由于秸秆着火温度低、挥发分份额高且析出快速,在燃料的给入段迅速给入大量的燃烧风,在该处形成强烈的火焰燃烧区,燃烧区后烧散的秸秆或者未燃尽的秸秆残枝、半焦等落在振动炉排上继续燃烧并通过炉排运动速度保证该部分燃料的燃尽。同时,为了保证大量的挥发分燃尽,炉排上部空间还需要有合理的二次风系统。燃烧区产生的高温烟气利用通过布置有大量蒸发受热面的炉膛被降到较低的温度水平后,进入尾部烟道进行换热。从燃烧组织的角度看,该技术根据秸秆的燃烧特性对常规的炉排炉燃烧进行了改进,占主要燃烧份额的挥发分燃烧发生在燃料给入段和整个炉排上部空间。由于大量的气相可燃物和轻质稻草的悬浮,该区域的燃烧类似于前面所述的悬浮燃烧,部分未燃尽的燃料和半焦落在炉排上进一步燃烧则维持了层燃的特性。

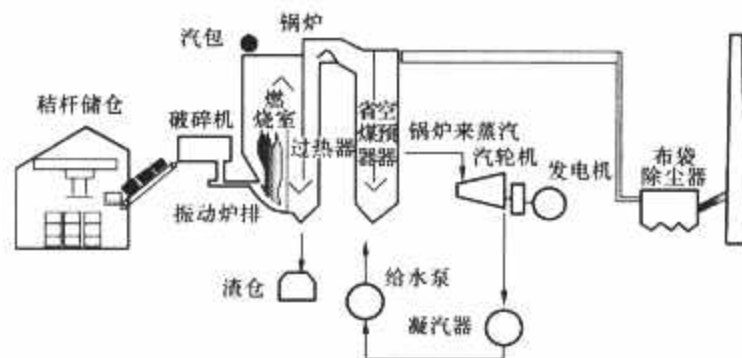


图 15.4-7 丹麦振动炉排秸秆燃烧炉

该技术基本切合了秸秆燃烧性质,通过合理的燃料给入口设计、入口区燃烧空气和二次风的合理供应以及炉排移动、供风的良好配合可以实现对秸秆的高效燃烧。针对秸秆的碱金属问题,通过在炉膛上部、后部增加低温的蒸发受热面,使进入第一级对流受热面的烟气温度降低到相对安全的程度是缓解尾部受热面碱金属问题的主要手段,其他的辅助措施包括降低高温烟气换热区域内管内工作介质的温度水平,采用耐腐蚀管材以及强化吹灰和检修制度等。对于落在炉排上的残余燃料和半焦,由于上部辐射加热和自身的燃烧放热,即使是在炉排采用水冷的情況下,依然存在高温下灰

烬由于碱金属存在出现软化、粘贴的现象,针对该问题的解决这主要依赖精心设计的炉排移动和振动方式。良好的设计必须考虑在炉排上不同部位燃烧灰烬的堆积、软化、粘贴或者脱落特性,以保证在较高燃烬率的前提下的正常排灰,设计不良的炉排可能在短短几天内就会因为排灰不畅造成停炉。

根据丹麦这种振动炉排炉的实际运行经验,由于存在类似悬浮燃烧的部分,就必然需要保证细小碳粒在上部空间高温烟气区域内的一次燃烬率,也就需要维持较高的燃烧区温度,类似于前述的悬浮燃烧,即使利用大量的蒸发受热面降低了进入对流受热面的烟气温度,由于高温燃烧区内不可避免地促进了碱金属的析出,并大大强化了碱金属与炉内其他物质发生均相或非均相反应生成低熔物质或者共晶体的速度,这对于下游的沉积和腐蚀的发生非常不利。另外炉膛内的高温燃烧区域还会导致炉膛内水冷壁或者耐火材料出现溶渣,这类似于煤粉炉炉膛内的结渣,出现的主要原因是出现不正常的火焰冲墙或者温度场异常,当然秸秆灰的低熔特性也是主要诱因。

这种层燃炉一般功率不大,在我国有 6、12、25MW,世界上最大功率为 36MW。

3.3.1.2 生物质流化床燃烧方式

流态化燃烧是目前在燃烧异种燃料中灵活性最高的一种。根据流态化燃烧理论设计的流化床锅炉可以顺利燃用各种固体、半固体乃至液体燃料,唯一的要求是燃料的热值能够加热燃料本身和空气并蒸发出燃料中的水分。这种特性在燃用通常具有较高水分、较低热值且物理特性多变的生物质燃料时显得尤为可贵。另外,流化床燃烧是一种低温燃烧方式,燃烧温度可以稳定可靠地控制在比煤粉炉或炉排炉低得多的水平上,这种特性不但有利于减少常规烟气中的气体污染物排放水平,对于缓解生物质燃烧过程中碱金属造成的结渣和烟气对受热面的高温腐蚀也有一定的作用。生物质流化床可以采用砂子、燃煤炉渣等作流化媒体,形成蓄热量大、温度高的密相床层,为高水分、低热值的生物质提供优越的着火条件。依靠床层内剧烈的传热传质过程和燃料在床内较长的停留时间,使难以燃尽的生物质也能充分燃尽。

国外对流化床燃烧生物质的研究较为成熟。在美国,采用流化床燃烧技术利用生物质能具有相当规模,生物质能发电的总装机容量已超过 10 000MW,单机容量达 10~25MW。芬兰的 Fortum 工程有限公司对流化床燃烧生物质进行了长期的研究,专门针对高碱生物质燃料设计了多台鼓泡流化床锅炉。

3.3.1.3 生物质与煤混合燃烧

通过生物质和煤的混烧,可以解决很多单独燃烧生物质所遇到的问题。首先可以解决生物质供应不稳定的问题,因为生物质供应具有一定的季节性,而掺混煤燃烧可以很大程度上减轻这个问题。其次,在化石燃料锅炉中掺烧生物质的投资成本远远低于专门的生物质锅炉。最后,由于煤灰的稀释及其他的一些复杂的化学作用,掺混煤燃烧可以缓解生物质燃烧具有的碱金属问题。

秸秆作为一种特殊的生物质,由于其独特的物理、化学特性,至今依然被视为是一种具有挑战性的混烧燃料。但是秸秆混烧,特别是利用先进的循环流化床燃烧技术进行秸秆和煤的混烧具有独特的优点和巨大的吸引力,这一点已经被越来越多的人所接受。就目前而言,秸秆与煤的混烧技术正处于一个技术推广和示范阶段,在国际范围内已经有一些成功的范例,例如丹麦的 Grenaa 热电联产电站,采用循环流

化床锅炉,热容量为 78MW,设计燃料是混烧秸秆和煤,秸秆的最大混烧比例可达 50% (能量比),年秸秆耗量为 55 000t。据 2004 年的统计,目前在全球有 150 多座生物质混烧装置在运行。在美国就有超过 40 个商业化运行的生物质混烧示范工程,参与混烧的生物质种类繁多,从林业废弃物、能源作物、草本植物一直到木材都有;涉及的锅炉类型包括煤粉炉、炉排炉、流化床以及旋风床;常见的掺烧比例大约从 1%~20%。

另外一种做法是对现役的煤粉炉中进行改造,进行生物质与煤共燃发电,现役燃煤电厂共燃生物质技术的实施较简单,仅涉及在已有的燃料系统中进行生物质的掺混,有以下两种方式:

(1) 在给煤机上游与煤混合,再一起制粉后喷入炉膛燃烧。无需对现有设备和系统进行改造,但由于生物质能量密度低且难以粉碎,磨煤机的容量及系统可靠运行对掺比有限制。对于燃烧烟煤的电厂,生物质质量配比一般应小于 4%~5%,当混烧比例超过此限时,可能会在燃料及制粉系统中出现堵塞,影响制粉系统运行。

(2) 采用专门的破碎装置进行生物质的切割或粉碎,然后在燃烧器上游混入煤粉气流中,或通过专设的生物质燃烧器喷入炉膛燃烧。

需要加装单独的生物质燃料制备系统,设备投资等费用显著提高,因而只有在追求高的掺烧比,且可获得较好经济性的情况下使用。

3.3.2 生物质气化燃烧发电

生物质气化后,可以用作生活燃料,也可用来发电。

目前,在我国农村,生物质气化后,主要用作每家每户的生活燃料(做饭、供暖)。

生物质气化发电主要有三种方式:

(1) 将可燃气作为内燃机的燃料,用内燃机带动发电机发电。

(2) 将可燃气作为燃气轮机的燃料,用燃气轮机带动发电机发电。

(3) 用燃气轮机和汽轮机实现两级发电,即利用燃气轮机排出的高温废气把水加热成蒸汽,再用蒸汽推动汽轮机带动发电机发电。

我国主要是采用第一种方式进行生物质气化发电的探索。

我国的 1MW 生物质循环流化床气化发电系统,采用的是一炉多机形式,即 5 台 200kW 内燃机—发电机组并联工作。目前这种工艺还存在发电规模小、发电成本高、运行周期短、可燃气中焦油处理困难等问题,大规模、大容量应用尚存在困难。

目前降低气化过程中所产生的焦油的方法除了提高运行温度外,再就是添加催化剂。常见的催化剂有镍基、木炭和白云石催化剂。镍基催化剂活性高,但由于易被气化过程中所生成焦炭覆盖其活性表面而很快失活,且价格昂贵,不适宜工业应用。较常用的为白云石和木炭。彻底解决气化过程中所产生的焦油,还有待进一步的深入研究。

4 污泥的焚烧处理

4.1 污泥特性

随着城市污水的增加,污水处理业的迅速发展,我国的城市污泥产量也越来越广。2000 年我国已建成城市污水处理厂 300 余座,日处理污水 800 余万 t,处理率为 8%~

10%，日产湿污泥1万余吨。现在全国正在运转的城市污水处理厂427座，处理能力为113.6亿t。据预测，2010年污水排放量约为440亿t，而2020年约为526亿t。污泥量通常占污水量的0.3%~0.5%（体积），或者约为污水处理量的1%~3%（质量）。如果属于深度处理，污泥量会增加0.5~1倍。污水处理效率的提高，必然会导致污泥数量的增加。我国目前污水处理量和处理率只有4.5%，但城市污水处理增长每年排放干污泥约为30万t，每年还以10%的速度增长。

4.1.1 污泥分类

由于废水的来源不同及水处理方法不同，产生的污泥性质不一，污泥的种类繁多，分类也比较复杂，目前一般都按下列方法分类：

（1）按来源分。污泥主要有生活污水污泥、工业废水污泥和给水污泥。

（2）按处理方法和分离过程分。污泥可分为沉淀污泥（包括物理沉淀污泥、混凝沉淀污泥、化学沉淀污泥）及生物处理污泥（包括剩余污泥、生物膜法污泥）。随着废水治理的普及，目前废水处理厂的污泥大都是沉淀污泥和生物处理污泥的混合污泥。

（3）按污泥的成分和某些性质分。污泥可分为有机污泥和无机污泥，亲水性污泥和疏水性污泥。

（4）按污泥处理的不同阶段来分。污泥可分为生污泥、浓缩污泥、消化污泥、脱水污泥、干化污泥。

工业污泥根据其来源，有着非常大的差异。这些差异主要表现在其黏度、吸湿性、污染物性质、含油率、含水率、有机质比例、无机物比例等多方面。比较市政污泥来说，其黏度大、含油率高、无机物比例高，有时使得其处理难度更高。来自化学、制药工业的污泥因其高浓度的污染成分，必须妥善处置。来自石油、冶金、制革、发酵、食品、屠宰等行业的污泥均可以分别处理并资源化。

4.1.2 污泥危害性

污泥除了高含水率，体积庞大，不便储存以外，危害主要来源于几个方面：

（1）重金属。

（2）富含N、P等元素。

（3）污泥具有高含水率、高致病菌、高物理非稳定性和重金属聚集。

因此，如何处理处置污泥，使之稳定、减容、无害并资源化成了整个社会共同的课题。

目前污泥的处理处置方式有：堆放、填埋、土地利用、堆肥、焚烧、建材利用。

4.2 污泥的处置方法

4.2.1 堆放卫生填埋

污泥的卫生填埋是一项较为成熟的技术。经过科学选址和必要的场地防护处理，并在垃圾传统填埋的基础上具备了严格管理制度的科学的工程操作方法。优点在于处理容量大、处置简单、成本低廉，可与垃圾一并填埋，是我国目前运用较广的污泥处理处置技术之一。但问题如下：

（1）污泥污水含水率高，污泥填埋的单位面积土地容量较低：污泥最大填埋 $2.8\text{m}^3/\text{m}^2$ ，而城市生活垃圾一般大于 $10\text{m}^3/\text{m}^2$ ，山谷型垃圾填埋场高达 $60\text{m}^3/\text{m}^2$ ，城市污泥作为垃圾填埋其利用率仅为5%~30%。

（2）大大增加渗滤液的处理难度。污泥含水率高且含有有毒有害物质，不仅加大了污水处理量，而且使污水成分更

加复杂，增加了渗滤液的处理难度。

（3）严重影响了垃圾堆体的稳定性。由于污泥含水率高，达不到填埋处置所必须的土力学稳定指标（剪切强度大于10kPa），严重影响了垃圾堆体的稳定性。污泥的流变性使得填埋体极易变形和滑坡，成为人为的“沼泽地”，长此以往留下极严重的安全隐患。

（4）造成垃圾场排气排水不畅。细小的污泥容易堵塞气体收集系统，使填埋气体排气不畅，甲烷气体集聚有爆炸隐患。污泥极易堵塞垃圾坝的排水系统，使垃圾场排水不畅而加重垃圾坝侧向推力，危及坝体安全。同时污泥也易堵塞渗滤液的收集系统，使滤液得不到及时的排除。

（5）增加了作业难度。高黏度的城市污泥，经常使作业车辆打滑或陷车，造成作业困难。

4.2.2 土地利用资源化

污泥的土地循环利用是一种积极的有机肥料资源再利用的方式，目前主要有农田利用、林地利用、园林绿化利用、土地改良等。

然而，污水污泥中成分复杂，但总的都含有大量的病原微生物和寄生虫、重金属、有毒有机物。经在上海的调查研究发现，在其研究的土地上连续施用污泥达10年以上时，土壤中的Cd、Zn、Cu等含量均很高，种植的水稻、蔬菜以及地下水受到严重的污染。且一些土地利用的地区往往偏远，来回运输极不方便，土地适用污泥数量也有一定限度。这使土地资源利用受到客观因素的限制。

4.2.3 堆肥

污泥堆放是利用好氧的嗜温菌、嗜热菌的作用，将污泥中的有机物分解并杀灭传染病菌、寄生虫卵和病毒，提高污泥肥分。堆肥主要分三个阶段：发热、高温消毒和腐熟。特点是能自身产生一定热量、基建费用低、容易管理，但时间周期长、占地面积大、容易对周围环境产生影响、气候因素大。须得严格控制污水厂的有毒有害物质和重金属含量。并且某块农田使用污泥数量有一定限度，当达到一定限度时，污泥的堆肥就得停止一段时间再继续进行。

4.2.4 焚烧

以焚烧为核心的处理方法是污泥最彻底的处置方法。焚烧法与其他方法相比具有突出的优点：

（1）焚烧可以使剩余污泥的体积减少到最小化，因而最终需要的处理的物质很少，不存在重金属例子的问题，焚烧灰还可制成有用的产品，是相对比较安全的一种污泥处理方式。

（2）污泥处理速度快，不需要长期储存。

（3）污泥可就地焚烧，不需要长距离运输。

（4）可以回收能量用于发电和供热。

但焚烧也存在一些问题：

（1）投资和操作费用较高。

（2）在焚烧过程中产生飞灰、炉渣和烟气中重金属含量聚积，处理不当容易渗漏污染地下水或是污染环境进入人类食物链中。排放的烟气易含有较大含量的二噁英和呋喃等剧毒物质。

（3）污泥中一些有用物质未得到充分的利用等。

污泥处理是世界共同的课题。各国都按自己国家的发展和社会需要选择开发了适合本国国情的污泥处理处置方式。随着社会的发展，我国已经开始关注对污水处理后污泥的去留。我国的污泥处理处置技术工艺和管理利用都尚在起步阶段，远远落后于发达国家和国内需要。目前我国已建成污水处理厂400余家，而有污泥处理工艺的只占30%，有污泥

稳定处理设施的约 25%，90% 以上污泥处理设施不配套。我国的污泥处理还远远没有达到社会的需要。总观目前各污水处理厂的处理技术，其比例见图 15.4-8。

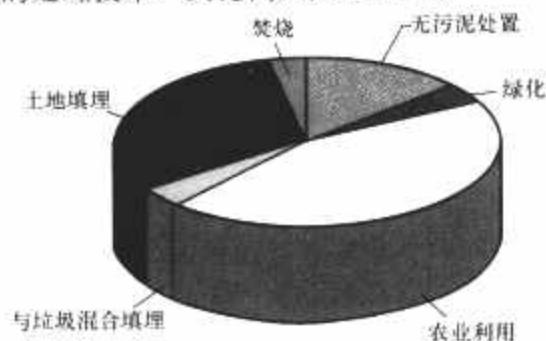


图 15.4-8 几种污泥处置技术在我国所占比例

4.3 污泥处理

4.3.1 污泥干燥

污水处理所产生的污泥具有较高的含水量，由于水分与污泥颗粒结合的特性，采用机械方法脱除具有一定的限制，污泥中的有机质含量、灰分比例特别是絮凝剂的添加量对于最终含固率有着重要影响。一般来说，采用机械脱水可以获得 20%~30% 的含固率，所形成的污泥也被称为泥饼。泥饼的含水率仍然较高，具有流体性质，其处置难度和成本仍然较高，因此有必要进一步减量。此时，在自然风干之外，只有通过输入热量形成蒸发，才能够实现大规模减量。采用热量进行干燥的处理就是热干化。

4.3.2 污泥干燥器械

干燥一般物料的装置主要要求热效率高且结构简单，操作方便。但以污泥为对象时，还要求能够经得起污泥处理量和性质的波动，能适应热风温度的变化，废热可以回收，并有效的解决臭气问题。

现在市场上的污泥干燥装置多种多样，按传热的方式分为两种：对流传热干燥装置和传导加热型干燥装置。辐射干燥在大容量的污泥方面应用尚少。按工艺流程分为间歇干燥与连续干燥。按热介质与物料的接触方式可分为直接加热、间接加热、直接—间接联合加热三种。若按设备的进料和产品形态大致分为两种：一种是采用干料返混系统，湿污泥在进料前先与一定比例的干泥混合，产品为球状颗粒；另一种是湿污泥直接进料，产品多为粉末状。

4.3.3 对流传热干燥装置

4.3.3.1 热风带式干燥器

带式干燥器可分为单带式、复带式、翻板式。在多孔板或金属网上装载 3~15cm 厚的物料，热风以 0.6~1.5m/s 的速度（以物料层单位截面积计），自下而上或自上而下穿过物料层进行干燥。连续式使用可移动的履带，宽 1~3m，用滚动挤压机加料。穿流气流带式干燥器的干燥效果较好，其原因在于加热空气与潮湿物料接触面积大，内部水分扩散距离短，因此它的占地面积和动力消耗较大，可用于高度的脱水污泥干燥处理。而多层带式干燥器改良了单式的不足，尺寸大大减小，减少占地面积，而且在物料从一条带子落到另一条的时候，物料受到翻动，可以重复使用热气流。此干燥器污泥与气流直接接触，需对干燥后的尾气进行净化处理。

4.3.3.2 转鼓干燥器

转鼓干燥器也称旋转干燥器，是一种处理大量物料干燥的干燥器。其运转可靠，操作稳定，能适应进料污泥水分的大幅度波动，是长期以来最普遍采用的干燥器。国内的转鼓

干燥器一般直径在 0.4~3m 之间，个别达到 5m，干燥器长度一般在 2~30m。转鼓干燥器一般在具有适当的倾斜度的旋转圆筒中心装有搅拌叶片，圆筒壁上装有提升板。圆筒旋转时物料被提升到一定高度时落下，在下落过程中与其前进方向相同或相反的热风接触，水分蒸发而干燥。为了使物料在下落过程中充分分散并保持较长时间，综合许多研究结果认为，一般物料脱水量占圆筒容积的 8%~12%，转速 2~8r/min 为宜。因此圆筒干燥器占地面积大，但填充系数却很小，热损失较大，物料干燥程度不高，设备复杂庞大，一次性投资高。且在干燥过程中，容易使圆筒内部局部过热，污泥黏结，提升板效果减小。同样也需要进行尾气净化处理。

4.3.3.3 回转圆筒干燥器

回转圆筒干燥器是一种处理大量物料干燥的干燥器。由于运转可靠、操作弹性大、适应性强、处理能力大，被广泛使用。回转圆筒干燥器生产流程：需要干燥的湿物料由皮带运输机或斗式提升机送入料斗，然后经料斗的加料机构通过加料管进入进料端。物料从较高端加入，载热体从低端进入筒体，与物料成逆流接触。随着圆筒的转动，物料受重力作用进行到较低一端。湿物料载筒内前移的过程中，直接或间接的得到载热体的给热。圆筒壁上装有抄板，它的作用是把物料抄起来又洒下。使物料与气流的接触表面大。载热体一般为热空气、烟道气等。

4.3.3.4 流化床干燥器

流化床内流体和固体颗粒充分混合，表面更新机会多，大大强化了两相间的传热和传质，因而床层温度比较均匀。同时具有很高的热容量系数（即体积传热系数），一般可达到 8000~25000kJ/(m³·h·℃)，生产能力大；流化床干燥器物料停留时间短，干燥速率大，在流化床内物料纵向返混激烈；设备简单，便于制造，维修方便，且易于设备放大。

目前，按设备结构形式，有如下种类干燥器：单层流化床干燥器、多层流化床干燥器、振动流化床干燥器、脉冲流化床干燥器、惰性粒子流化床干燥器、带式流化床干燥器、双级流化床干燥器等。

4.3.3.5 喷雾干燥器

喷雾干燥是将污泥悬浮液直接喷射到干燥室中，与热风接触进行干燥。喷雾方法有：高速旋转圆板、加压喷嘴和双流体喷嘴三种形式。这种方法由于单位质量固体蒸发负荷大，传热系数小，装置容积大，而且喷嘴容易堵塞，处理的污泥种类有所限制。但它可以省略污泥脱水、配料等多种中间操作，得到其他干燥方法得不到的球形产品。在处理大量污泥的时候太受限制，较少采用。

4.3.4 传导加热型干燥装置

传导加热型干燥装置是通过加热面热传导将物料间接加热而干燥的装置，产生的臭气少，工作环境提高。目前常用的有：水蒸气管旋转干燥器、高速搅拌槽式干燥器及新近应用于污泥的桨叶干燥器。

4.3.4.1 水蒸气管旋转干燥器

水蒸气管旋转干燥器在旋转的圆筒内设置了许多加热管，管内通入水蒸气，将污泥加热干燥。加热温度比较低，蒸汽中很少含有任何不凝性气体，几乎所有的热量全部用于干燥，能量消耗低；干燥器及其连接设备等内部留存的空间小，从而大大降低了因粉尘微粒和燃烧气体引起的爆炸和着火的风险，排气量和排出的粉尘少。但对于黏附性的大的污泥，则将黏在加热管道上，减小传热，不适用，这就大大限

制了对污泥进料的范围。

4.3.4.2 高速搅拌槽式干燥器

这种干燥器在带夹套的圆筒内装有桨式搅拌器，使物料沿加热面一边翻滚移动，一边干燥。因此对黏性大的污泥也使用，而且传热系数大，热效率高，但搅拌消耗的动力大。干燥的污泥成粒状，但也有一部分含水率低的粉状污泥。

4.3.4.3 水平顺流式干燥器

水平顺流式干燥器国内最常见的是空心桨叶式干燥器，应用较广。这类干燥器中，物料以活塞流或半活塞流的性质运动，在向前运动的同时，物料相互混合加热干燥外部。其紧凑的设计结构和良好的传热效果，非常适合污泥这类成分复杂、黏性大、难干燥、易产生二次污染的物料。

水平顺流式干燥机是目前在污泥方面应用较广的污泥干燥器，尤其在日本、德国，对这类干燥器进行不断地改进和开发。拥有多种形式：回转轴的数量变化和刮板的形状，有锥形的、桨叶形的、半圆形的、圆盘状的；刮板的横截面还可以是锥形的、平行的、楔形的；定子是水平的，还有是 U 形的、圆柱形、弓形的。

我国目前应用于化工方面也有较多的桨叶式干燥机，规模不一，结构也有所区别，但大致都是：干燥机带有夹套，器体内部有两根叶圆轴相互转动，轴及叶片采用空心，热介质通过旋转接头及法兰送入轴和叶片及夹套内，整个机体、轴、叶片都能传导热量，共物料加热干燥。轴上叶片径向呈螺旋线断续排列来实现对物料的搅拌及输送，叶片交错能清

除死角，充分搅拌物料。

4.3.4.4 垂直式间接干燥器——多段圆盘间接干燥器

多段圆盘干燥器就是将装有耙子的圆盘以一定距离多段叠起来，物料从上部加入，靠中心轴的旋转，每盘上交替向内侧或外侧推送物料，使物料从上部逐渐落到下部的圆盘上。由安装在外侧的喷嘴由下而上送入热风，与污泥直接接触进行干燥。这类干燥器采用涂层式造粒技术，利用污泥特殊的蒸发曲线制备城市污水污泥的硬质颗粒，设备内部有一系列的水平放置的圆盘组成，通过一个比循环的热油系统加热圆盘。最上面一层是小圆盘，第二层为大圆盘，中间有孔，而后小盘大盘依次交替排列，干燥物料由加热介质经盘面传导的热量加热升温后，由小加热盘外缘跌落到下一层大加热盘外缘下一层小加热盘内缘盘面上。如此内外交替，物料逐层自上而下移动，被加热干燥。此干燥器能够干燥和造粒一步完成，热能消耗低，设备紧凑，能适应进料的大幅度波动，且在工作时无噪声，粉尘低。但设备相对沉重，成本较高，只有 50% 的热表面被利用，不易检修。

4.3.4.5 西格斯硬颗粒造粒机

西格斯硬颗粒造粒机主要利用造粒技术，并在布鲁日污泥焚烧厂使用。它将干燥后含固率达 90% 的污泥与含固率 25%~26% 的污泥混合干燥为含固率为 29% 的污泥，投入焚烧炉内焚烧。

上述各种形式干燥器的性能比较见表 15.4-5。

表 15.4-5 各种形式干燥器的性能比较

项 目	热风带式干燥器	气流干燥器	转鼓干燥器	流化床干燥器	多段圆盘干燥器	喷雾干燥器	立式多盘干燥器	水蒸气管旋转干燥器	槽式高速搅拌干燥器	空心桨叶干燥器
处理附着性污泥	可	良	良	良	可	良	可	可	良	良
制品形状	不全是粒状	粉状	粒状	不全是粒状	粒状	粒状	粒状	不全是粒状	粒状	不全是粒状
粉尘量	中	大	中	中	极少	中	少	少	中	极少
排气量	中	大	中	中	小	小	小	小		
热源	热风	热风	热风	热风	热风	热风	热风	蒸汽	蒸汽	蒸汽
有机物是否有恶化	有	有	有	有	无	无	无	无	无	无
热效率 (%)	60~70	60~70	60~70	60~70	60~70	60~70		75~85	75~85	
占地面积	大	小	中	中	小	大	小	大	小	小
设备价格	中	低	中	中	高	高	高	高	中	中

4.4 污泥焚烧的处理工艺

污泥的焚烧已有 70 余年的发展历史，但直到 20 世纪 60 年代污泥焚烧处理才真正被广泛采用。1962 年德国率先建议并开始运行了欧洲第一座污泥焚烧厂以来的 20 年中，焚烧的污泥量大幅度增加。在国外，特别是西欧和日本已得到了广泛的应用，在日本，污泥焚烧处理已经占污泥处理总量的 60% 以上，欧盟也在 10% 以上。预计到 2005 年欧盟的比例将提高到 38%。但由于污泥的高挥发分的特性，污泥焚烧时产生的燃烧污染物需特别注意和控制。

污泥焚烧技术主要有多膛式、炉排式、回转式、电加热红外式及流化床等，目前最新发展的焚烧技术还有熔融处理技术。

4.4.1 多膛式焚烧炉

多膛式焚烧炉又称立式多段焚烧炉。多膛式焚烧炉是一个垂直的圆柱形耐火衬里钢制设备，内部有许多水平的由耐火材料构成的炉膛，自上而下布置有一系列水平的绝热炉

膛，一层一层叠加，一般多膛焚烧炉可含有 4~14 个炉膛，从炉子底部到顶部有一个可旋转的中心轴。如图 15.4-9 所示，每个炉膛上有搅拌装置，即搅拌臂，在搅拌臂上设计有一定数量的齿，通常齿长为 100mm 左右。通过转动中心轴可以耙动污泥，使之以螺旋形轨道通过炉膛，一般在每一炉膛内污泥厚度保持在 120mm 左右。辅助燃料的燃烧器也位于炉膛上。

多膛焚烧炉的规模多为 5~1250t/日不等，可将污泥的含水率从 65%~75% 降至约 0，污泥体积降到 10% 左右。多膛焚烧炉的污泥处理能力与其有效炉膛面积有关，特别是处理城市污水污泥时。焚烧炉有效炉膛面积为整个焚烧炉膛面积减去中间空腔体、臂及齿的面积。

以前，污水污泥焚烧炉多使用立式多段炉，但由于污泥高热化使炉温上升，产生搅拌臂等消耗问题以及焚烧能力等原因，同时由于辅助燃料成本上升和更加严格的气体排放标准，多膛炉越来越失去竞争力，促使流化床焚烧炉成为较受欢迎的污泥焚烧装置。

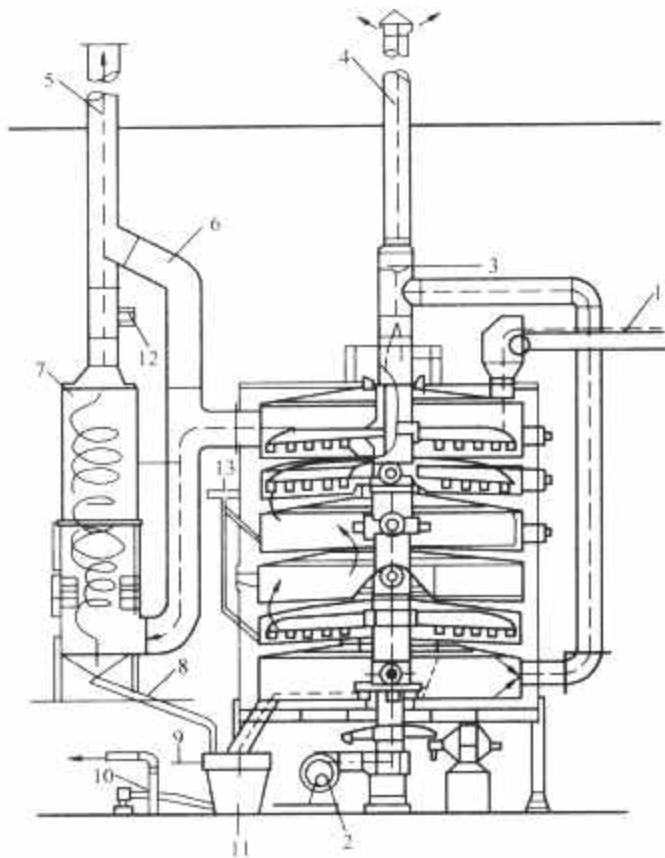


图 15.4-9 立式多段焚烧炉
1—泥饼；2—冷却空气鼓风机；3—浮动风门；4—废冷却气；5—清洁气体；6—无水时旁通风道；7—旋风喷射洗涤器；8—灰浆；9—分离水；10—砂浆；11—灰斗；12—感应鼓风机；13—轻油

4.4.2 回转式污泥焚烧炉

回转窑式焚烧炉也可用于焚烧污泥以及各种其他如渣浆、油膏等废弃物，也可以处理塑料、橡胶油脂残渣、沥青等高分子废物，尤其适应于焚烧含水率较高的污泥和蜡状物质。

回转窑结构是采用卧式圆筒状，外壳一般用钢板卷制而成；内衬耐火材料（可以为砖结构，也可为高温耐火混凝土预制），窑体内壁有光滑的，也有布置内部构件结构的。窑体的一端以螺旋加料器或其他方式进行加料，另一端将燃尽的灰烬排出炉外。污泥在回转窑内可逆向与高温气流接触，也可与气流一个方向流动。逆向流动时高温气流可以预热进入的污泥，热量利用充分，传热效率高。排气中常携带污泥中挥发出的有害臭气体，故必须进行二次焚烧处理。对于废料和燃料气顺向流动的回转窑，一般在窑的后部设置燃烧器，进行二次焚烧。如果采用旋流式回转窑，那么顺向流动的转窑不一定必须带二次燃烧室。

回转窑式焚烧炉的温度变化范围较大，为 810～1650℃，温度控制由窑端头的燃烧器的燃料量加以调节，通常采用液体燃料或气体燃料，也可采用煤粉为燃料或废油本身兼作燃料。

4.4.3 流化床焚烧炉

流化床焚烧炉于 20 世纪 60 年代开始于欧洲，20 世纪 70 年代出现于美国和日本，自 1962 年以来，有 125 座流化床焚烧炉在美国安装。其中 43 座是 1988 年以来安装的。流化床焚烧炉结构示意图见图 15.4-10。

污泥流化床焚烧炉的焚烧温度一般为 660～830℃（辅助燃料采用煤时，该温度区域扩大为 850℃）。在该区域可有效消除污泥臭味。

流化床焚烧技术是目前利用污泥热能的最常用技术，适用于大处理量处理的要求。焚烧温度通常为 815～850℃，可以将有毒气体（特别是 NO_x 和 CO）量降到最低。这种焚

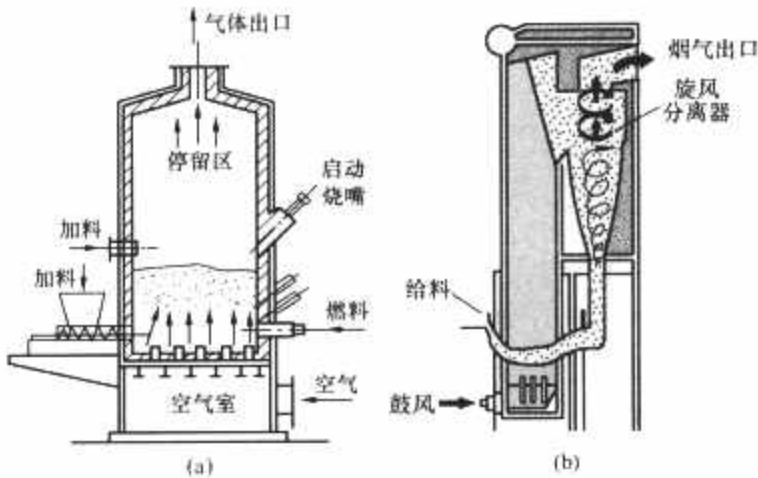


图 15.4-10 流化床焚烧炉
(a) 鼓泡流化床；(b) 循环流化床

烧工艺最大的优点就是节省能量，不管什么污泥来源，污泥烘干，只需干物质含量达到 45%（半干化），不需要额外的热能就可以自己燃烧，到达热平衡，而且焚烧产生的热量足够满足半干化干燥机。流化床焚烧炉的优势还在于有非常大的燃烧接触面积、强烈的湍流强度和长的停留时间。如对于平均粒径为 0.13mm 的床料，流化床全接触面积可达到 1420m²/m³。而且还可连续加料、连续出料，操作可自动调节，因此可广泛地用来处理各种固体废物及污泥。对于难于在多膛炉、回转焚烧炉上焚烧的污泥，采用流化床焚烧技术是很合适的。

国内外污泥流化床焚烧技术主要有两种方式：循环流化床和鼓泡流化床焚烧技术。污泥焚烧锅炉以鼓泡床使用最普遍，尤其是处理量较少的场合。而处理量大的情况下，由于受到鼓泡床大型化的限制，往往采用循环流化床技术。污泥的鼓泡流化床锅炉往往需加入一定的辅助燃料，一般均可焚烧多种废物如树皮、木材废料等，也可加入煤或天然气作为辅助燃料。采用污泥流化床焚烧方式处理的污泥，以污水厂污泥和造纸污泥为主，其污泥物排放如 SO₂、NO_x 以及有害有机物均可达到较苛刻的环保要求。

表 15.4-6 所示为三种常用的焚烧方法的比较结果，相对而言，流化床有其优势。流化床污泥焚烧炉可广泛地用来处理各种固体废物及污泥。

表 15.4-6 流化床炉、多段耙床炉及回转窑的比较

项 目	流化床炉	多段耙床炉	回转窑
焚烧效率 (%)	98.5	90~93.5	
灰烬中残余未燃尽物 (%)	0.2~1	5~15 53~67 (不包括尾气处理)	5~15
热效率 (%)	67	70~75	
建设费 (万元/t)	55~65	50	100
占地面积 (m ²)	35	10	100
炉子寿命 (年)	15	2~3	5
耐火砖修补 (年)	几乎不要	1	1
耗电量 (kWh/t)	1.2	2~4	
加温时间 (h)			2~4

第 5 章 火电厂烟气脱硫技术

火电厂（SO₂）排放控制技术可划分为燃烧前脱硫、炉内脱硫和烟气脱硫（FGD）三类。

燃烧前脱硫就是在煤燃烧前把煤中的硫分脱除掉，燃烧前脱硫技术主要有物理洗选煤法、化学洗选煤法、煤的气化和液化等。煤的燃烧前的脱硫技术尽管还存在着种种问题，但其优点是能同时除去灰分，减轻运输量，减轻锅炉的沾污和磨损，还可回收部分硫资源。

炉内脱硫是在燃烧过程中，向炉内加入固硫剂如 CaCO₃ 等，使煤中硫分转化成硫酸盐，随炉渣灰排除。典型的技术有煤粉炉内喷钙技术，其脱硫效率一般为 40%~85%。

烟气脱硫技术（FGD）是当前应用最广、效率最高的脱硫技术，在今后一个相当长的时期内，将是控制 SO₂ 排放的主要方法。

1 脱硫技术的现状与分类

1.1 SO₂ 的危害

SO₂ 是当今人类面临的主要大气污染物之一，其污染源分为两大类：天然污染源和人为污染源。这两种污染源的特点如表 15.5-1 所示。天然污染源由于量少、面广、易稀释和净化，对环境的危害不大；而人为污染源由于量大、集中、浓度高，对环境造成严重的危害。

表 15.5-1 SO ₂ 天然污染源和人为污染源特点比较			
SO ₂ 污染源	发生源	特点及影响	排放比例
天然污染源	(1) 海洋硫酸盐盐雾 (2) 缺少氧化的水和土壤释放的硫酸盐 (3) 细菌分解的有机化合物 (4) 火山爆发 (5) 森林失火等	(1) 全球性分布，在广阔地区以低浓度排放，在大气中易于稀释和被净化 (2) 一般不会产生酸雨现象 (3) 人力无法控制	1/3
人为污染源	(1) 化石燃料燃烧，占 3/4 以上 (2) 金属冶炼 (3) 石油生产 (4) 化工生产 (5) 采矿等	(1) 比较集中，在占地球表面不到 1% 的城市和工业区上空占主导地位 (2) 是发生酸雨的基本原因 (3) 人力可以控制	2/3

SO₂ 的污染属于低浓度、长期的污染，它的存在对自然环境、人类健康、工农业生产、建筑物及材料等方面都造成了一定程度的危害。

SO₂ 给人类带来最严重的问题是酸雨，这是全球性的问题。大气中 SO₂、NO_x 与氧化性物质 O₃、H₂O₂ 和其他自由基进行化学反应生成硫酸和硝酸，最终形成 pH 小于 5.6 的酸性降雨（即酸雨）返回地面，它们约占酸雨总量的 90% 以上。

煤在中国一次能源和发电能源构成中占有绝对的主导地

位，中国 SO₂ 的排放量与煤炭消耗量有着密切的关系，大量的燃煤和煤中较高的含硫量导致大量的 SO₂ 排放，SO₂ 污染日益严重。图 15.5-1 所示为中国历年 SO₂ 的排放情况。

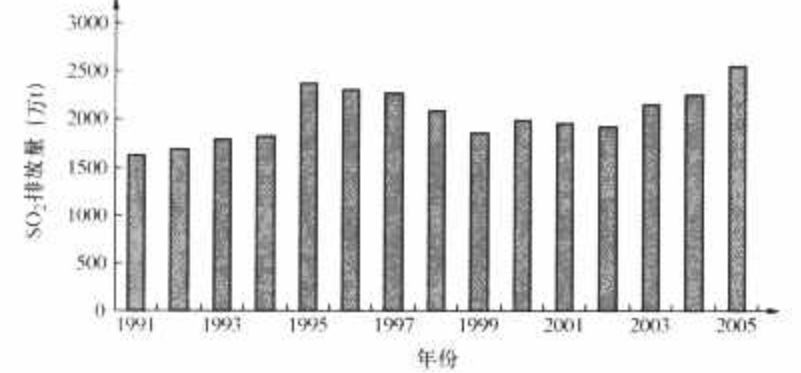


图 15.5-1 中国 SO₂ 排放情况 (1991~2005 年)

1.2 国内外脱硫技术应用现状

FGD (Flue Gas Desulfurization) 是世界上唯一大规模商业化应用的脱硫方法，是控制酸雨和二氧化硫污染最为有效的技术手段。目前，全世界已有 17 个国家和地区应用了 FGD 装置，电站装机总容量达 2 亿~2.5 亿 kW，每年脱除 1000 万 t SO₂。日本是世界上最早大规模应用 FGD 的国家，截至 1990 年，其装置达 1900 多套，总装机容量达 0.5 亿~0.6 亿 kW。所用技术以湿式石灰石—石膏法为主，占 75% 以上。由于日本资源匮乏，大多采用回收流程。美国的 FGD 技术研究较日本略迟，自 20 世纪 70 年代初开始，特别是 1978 年重新修订了大气清洁法，否决了高烟囱排放，使 FGD 技术迅速发展，并取得了很大的进展。目前，美国 FGD 总装机容量超过 0.7 亿~1.0 亿 kW，超过日本而成为世界第一。美国采用的脱硫工艺 80% 是石灰石—石膏法，以抛弃法为主。

欧洲的 FGD 技术以德国（主要是前西德）发展最为迅速，其装机容量超过 0.36 亿~0.46 亿 kW，居世界第三。德国在 20 世纪 70 年代后期，在电站锅炉上安装了 FGD 装置。1983 年颁布了环境法规后，促进了 FGD 装置的大规模应用。德国 90% 以上的 FGD 装置采用石灰石—石膏法，回收法是抛弃法的 2.6 倍，75% 的工业用石膏来自于脱硫系统。此外，丹麦、芬兰、挪威、奥地利等国对 FGD 技术也开展了大规模的研究，开发了许多先进工艺，如丹麦的 SDA 法、芬兰的 LIFAC 法、挪威的 NID 法海水脱硫工艺以及奥地利的 CFB 循环流化床工艺等，不仅在国内安装了许多 FGD 装置，还向境外出口技术和装备。英国主张燃用低硫燃料及高烟囱稀释排放，而法国以核电为主，因此两国对 FGD 技术的研究和应用不多。

中国早在 20 世纪 70 年代就开始了工业锅炉和电站锅炉 FGD 技术的研究工作，与发达国家相比，我国的研究虽起步较早，但进展缓慢。为了促进国内 FGD 技术的开发研究，“七五”以来，我国引进了一批国外先进 FGD 技术和装置。2002 年和 2003 年进入发展期，2004~2006 年进入快速发展期。

到2006年年底,全国发电装机容量达到6.22亿kW,其中火电装机4.84亿kW,而包括循环流化床锅炉在内的全国火电厂脱硫机组容量超过2亿kW,其中烟气脱硫机组达到1.6亿kW。与2000年相比,烟气脱硫机组容量增长了30倍。脱硫机组容量约占我国煤电机组容量的41%,其中烟气脱硫机组约占34%,已超过美国2005年水平。

1.3 FGD 技术分类

世界上燃煤电厂FGD工艺方法很多,这些方法的应用主要取决于锅炉容量、燃烧设备的类型、燃料的种类和含硫量的多少、脱硫效率、脱硫剂的供应条件及电厂的地理位置、副产品的利用等因素。FGD技术的基本原理都是以某种碱性物质作为 SO_2 的吸收剂,即脱硫剂。其中,钙基吸收剂如石灰(CaO)、氢氧化钙 $[\text{Ca}(\text{OH})_2]$ 、碳酸钙(CaCO_3)等是FGD较为理想的脱硫剂,在国内外FGD技术中得到最广泛的应用。

按脱硫剂的种类划分,FGD技术一般可分为以下五种方法:

- (1) 以 CaCO_3 (石灰石)为基础的钙法。
- (2) 以 MgO 为基础的镁法。
- (3) 以 Na_2SO_3 为基础的钠法。
- (4) 以 NH_3 为基础的氨法。
- (5) 以有机碱为基础的有机碱法。

按脱硫的方式和产物的处理形式划分,FGD技术一般可分为干法、半干法和湿法三类:

(1) 干法FGD技术(简称DFGD)。是在无液相介入的完全干燥条件下进行脱硫反应,主要有炉内喷钙尾部增湿活化脱硫工艺、电子射线辐射法、荷电干式吸收剂喷射脱硫法等。干法脱硫反应产物呈粒状,具有无污水废酸排出、设备腐蚀小,烟气在净化过程中无明显温降、净化后烟温高、利于烟囱排气扩散等优点。干法脱硫的流程和设备相对比较简单,但设备体积过大,吸收过程气固反应速率较低,脱硫效果差。由于环保要求的不断提高,该法在西欧已不再采用。

(2) 半干法FGD技术(简称SDFGD)。是在气、固、液三相中进行脱硫反应,利用烟气显热蒸发吸收液中的水分,从而使最终产物为干粒状。主要有循环悬浮式半干法、喷雾干燥法、气体悬浮吸收FGD工艺等。半干法兼有干法与湿法的一些特点,既具有湿法脱硫反应速度快、脱硫效率高的优点,又具有干法无污水、废酸排出,脱硫后产物易于处理的优点,受到越来越广泛的关注。

(3) 湿法FGD技术(简称WFGD)。是采用碱性浆液或溶液作吸收剂在湿状态下脱硫和处理脱硫产物,主要有石灰/石灰石—石膏法、氧化镁法、海水脱硫法、柠檬酸钠法、磷氨肥法、双碱法等。该法具有脱硫反应速度快、脱硫效率高等优点,但存在投资和运行维护费用高、脱硫后产物处理较难、易造成二次污染、系统复杂、启停不便等问题。其中石灰石—石膏湿法FGD技术具有吸收剂资源丰富、成本低廉等优点,成为世界上技术最成熟,实用业绩最多的脱硫工艺,脱硫效率在95%以上。

按脱硫产物的处置方式划分,FGD技术可分为抛弃法和回收法。抛弃法是将脱硫的生成物作为固体废物抛掉,方法简单,费用低廉,美国、德国等一些国家多采用此法。回收法是将 SO_2 转变成有用的物质加以回收,成本高,所得副产品存在着应用及销路问题,但对保护环境有利。在我国,抛弃法多指钙法,回收法多指氨法。

1.4 我国 FGD 技术与装备发展中存在的问题

我国主流FGD技术和装置已接近或达到国际先进水平,但仍有差距。在FGD装备市场机制和资本化运营方面还处于发展阶段,主要反映在以下几个方面:

(1) 我国FGD的研究主要集中在主流FGD技术,如气液接触的传质过程,对其他脱硫剂(如 NaOH 、 MgO 、 CaCO_3 、柠檬酸盐、 NH_3 等)的脱硫工艺及装备的研究跟不上市场的需求。

(2) 企业急功近利,设备制造粗糙,未达到设计要求,例如除雾效果差而引起风机带水;缺乏必要的自控设备,难以在最佳状态下运行。

(3) 设备防腐措施不当,运行可靠性差,甚至受企业利益的影响,使一些安装的FGD装备不投运。

(4) 大多FGD装备采用抛弃法,副产品利用率低,缺乏相关回收再利用的成套设备。

其原因不仅仅是技术、运营管理方面的问题,还有政策、资金等方面的问题。尤其是市场机制不健全,恶性竞争,大大加重了企业的负担和内耗,最终严重影响环保产品的形象。同时,我们也应该看到,我国燃料成分复杂、锅炉品种规格多、分布地域广,这无疑给我国FGD装备的设计增加了难度。其次,由于经济与利益方面的原因,也难以给脱硫装置提供成套设备,这是提高我国环保产品整体水平之问题所在。

2 火电厂干法/半干法 FGD 技术

2.1 炉内喷钙尾部增湿活化法

炉内喷钙尾部增湿活化法(简称LIFAC工艺)是一种常见的干法FGD工艺,是由芬兰Tempella公司和IVO公司首先开发成功并投入商业应用的。

2.1.1 工艺流程及工艺原理

LIFAC工艺主要包括两步:向高温炉膛喷射石灰石粉和炉后活化器中用水增湿活化。工艺流程如图15.5-2所示。

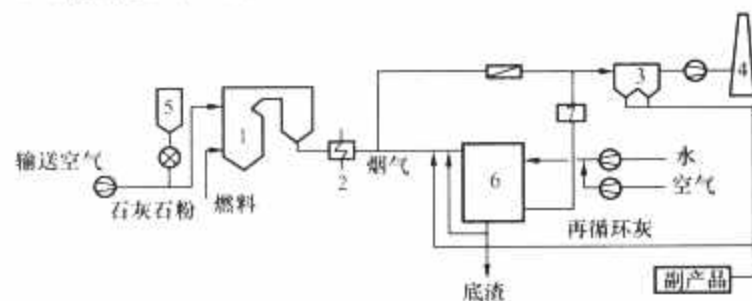


图 15.5-2 LIFAC 工艺流程示意图

- 1—锅炉; 2—空气预热器; 3—静电除尘器; 4—烟囱;
5—石灰石粉计量仓; 6—活化器; 7—空气加热器

首先将磨细到325目左右的石灰石粉用气流输送方法喷射到炉膛上部温度为 $900\sim 1150^{\circ}\text{C}$ 的区域, CaCO_3 立即分解并与烟气中 SO_2 和少量 SO_3 反应生成亚硫酸钙和硫酸钙。炉内喷钙的脱硫率约为25%~35%,投资占整个脱硫系统投资的10%左右。

增湿活化在安装于锅炉与电除尘器之间的增湿活化器中完成,在活化器内,炉膛中未反应的 CaO 与喷入的水反应生成 $\text{Ca}(\text{OH})_2$, SO_2 与生成的新鲜 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 快速反应生成亚硫酸钙,然后又部分地被氧化为硫酸钙,可使系统的总脱硫率提高到70%以上,而其投资约占整个系统投资的85%。

LIFAC 工艺自 1986 年在芬兰 3MW 机组上进行中试以来,已在芬兰、加拿大、俄罗斯、美国和中国等国家的 10 多台 45~300MW 机组上应用。

2.1.2 脱硫性能影响因素

2.1.2.1 石灰石粒径

在相同 Ca/S 情况下,石灰石粒径对脱硫率的影响很大。Ca/S 为 2.0 时,80%通过小于 40μm 的石灰石脱硫率约为 20%,而 100%通过小于 40μm 的石灰石脱硫率约为 26%。可见,降低石灰粒径可以提高脱硫率。

2.1.2.2 活化器进口烟温

在出口烟温一定的情况下,活化器进口烟温越高脱硫率越高。在其他条件不变的情况下,活化器进口烟温提高,能使增湿水量提高,活化器脱硫率提高。试验表明,吸收剂活化的主要原因是吸收剂与水滴的碰撞。增湿水量增加,提高了吸收剂的活化程度,使与 SO₂ 反应机会增加,脱硫率提高。

2.1.3 关键子系统及设备

2.1.3.1 炉内喷钙系统

炉内喷钙系统由石灰石粉输送系统和石灰石粉喷射系统组成。

石灰石粉输送系统由主粉仓和气力仓泵组成。石灰石粉由厂外用密罐车运至厂内,通过压缩空气正压输送到主粉仓。主粉仓采用钢结构,布置在炉后静电除尘器附近。主粉仓下部设有流化板。石灰石粉经过卸料口由一只仓泵输送到计量仓。

石灰石粉喷射系统由计量仓、平衡料斗、给料斗、变频调速螺旋给料机、罗茨风机、混合器、分配器、石灰石粉喷嘴和阀门等组成。

2.1.3.2 炉后增湿活化系统

炉后增湿活化系统由活化器、压缩空气系统、增湿水系统、烟气加热系统、脱硫灰再循环系统以及旁路烟道等组成。

2.1.4 烟尘组分特性及其对静电除尘器(ESP)的要求

LIFAC 脱硫后的烟尘是一种干燥的、极细的粒状混合物,主要由飞灰、石灰石粉经煅烧和增湿活化后产生的 CaSO₃、CaSO₄ 等钙基化合物,以及未完全反应的吸收剂 CaO、Ca(OH)₂ 和 CaCO₃ 等组成。在 LIFAC 工艺不同位置它的主要成分见表 15.5-2。

表 15.5-2 LIFAC 脱硫后烟尘的主要组成成分

成 分	锅炉后	活化器后	ESP 后
飞灰	65~75	60~70	60~85
CaSO ₄	8~10	8~9	6~13
CaSO ₃	<1	2~4	1~8
Ca(OH) ₂	20~30	7~13	7~29
未完全反应的 CaCO ₃	1~15	20~25	1~15
CaCl ₂	<1	2~4	<2
含湿量	0	20~25	0

经过炉后增湿活化系统处理后,烟气含湿量增加,烟气温度降低,一方面有利于提高运行电压、降低运行电流,从而提高电场强度;另一方面对烟气和烟尘起到调质作用,有利于烟尘的捕集。但由于脱硫后,ESP 的入口烟尘浓度成倍增加,将降低电荷载体的有效迁移率,抑制电场的电晕电流,严重时会出现电晕闭塞现象,导致烟尘无法荷电而被去除,烟尘排放浓度仍将超标。因此,要求 LIFAC 脱硫后的

ESP 既要充分利用烟气和烟尘特性变化的有利因素,又要克服特性变化造成的不利因素,使得烟尘具有更高的捕集效率。这种 ESP 应具有如下性能:

(1) 运行温度不低于 70℃。避免结露及产生低比电阻烟尘(<10⁸Ω·cm),减少非振打和振打二次携带。因此,脱硫后的烟气(55~60℃)必须采用加热措施,将烟温提高到 70℃。

(2) 电场风速不大于 1.1m/s。其主要原因是:烟尘颗粒表面粗糙时,烟尘在电极上的黏附力减弱,易产生气流冲刷型二次携带;电极上捕集的烟尘层继续发生脱硫反应,使得黏附力不够稳定,产生局部烟尘重返气流的现象;细颗粒特别是亚微米颗粒的烟尘对电场风速非常敏感,当电场风速大于 1.1m/s 时,捕集效率明显下降。

(3) 能适用于高浓度烟尘的捕集,标准状况下大于 50g/m³。为避免高浓度烟尘严重抑制电场的电晕电流,产生电晕闭塞现象,ESP 的第一电场和第二电场,特别是第一电场应具有便于烟尘荷电的低电压高电流的特性。因此应对传统用于煤粉炉的 ESP 进行一定的技术改进,如前级电场采用窄间距,采用强度高、电气性能好、放电时电风强烈且放电点不易粘灰、电流密度分布均匀的电晕线,采用合理的振打机构等。

(4) 对细颗粒特别是亚微米颗粒的烟尘具有较好的捕集效率。由于经改进后的前级电场能捕集高浓度烟尘中 80%~90%的大于 10μm 的烟尘,使得进入后级电场的烟尘中细颗粒和亚微米烟尘的含量很大。因此后级电场应采取措施,如采用宽间距、特殊的电晕线,使之具有便于捕集细颗粒和亚微米颗粒烟尘的高电压、低电流的特性。

(5) 设置能有效地减少烟尘因非振打和振打二次携带从 ESP 逸出的机构。

(6) 合理配置振打机构,并将振打频率和振打强度调整到最佳值。既能消除电极上捕集的烟尘,保证电极处于洁净状况,使之具有良好的电气特性,又能避免烟尘被粉碎,产生过多的振打二次携带。

(7) 采用电压等级高、控制特性好、抗干扰能力强和运行可靠的控制电源,保证供应足够的电压和电流。

2.1.5 工程实例

南京下关电厂 2×125MW 机组和浙江钱清电厂 1×125MW 机组的 FGD 工程都采用了引进的 LIFAC 工艺,分别于 1998 年底和 2000 年初投入使用。两者的对比情况见表 15.5-3。

表 15.5-3 下关电厂与钱清电厂 LIFAC 脱硫系统主要设备及技术、经济参数对比表

项 目	南京下关电厂	浙江钱清电厂
锅炉厂家	哈尔滨锅炉厂	上海锅炉厂
锅炉型号	HG-420/13.7-YM1 型	SG420/13.7-417A 型
单台烟气量	60 万 m ³ /h (标况下)	55 万 m ³ /h (标况下)
煤含硫率	0.92%	0.9%~1.2%
设计脱硫率	≥75%	≥65%
Ca/S	2.5	≤2.35
石灰石粉品质	纯度不小于 93%, 粒径不大于 40μm	纯度不小于 92%, 粒径 40μm
活化器	直径 11m, 高 43m	直径 11m, 高 30m

续表

项 目	南京下关电厂	浙江钱清电厂
活化器出口烟温	>55℃	≥55℃
活化器压力损失	<1300Pa	≤1177Pa
ESP 入口飞灰浓度	≤72g/m ³ (标况下)	≤59g/m ³ (标况下)
ESP 前烟气温	<70℃	≥70℃
系统电耗	<760kW	753kW
系统装置可用率	>95%	≥95%
系统装置使用年限	20 年	25 年
脱硫工程单位投资	494 元/kW	338 元/kW

2.2 喷雾干燥法

喷雾干燥法（简称 SDA 法）是 20 世纪 70 年代开发的一种 FGD 技术，20 世纪 80 年代开始成功地用于燃用低硫煤的锅炉，由于它由美国 Joy 公司和丹麦 Niro Atomizer 公司共同开发，国外多称 Joy-Niro 法。据不完全统计，在欧洲和美国采用喷雾干燥法脱硫的装机容量共有 11 930MW。

2.2.1 工艺流程及工艺原理

SDA 法是利用喷雾干燥的原理，将吸收剂浆液经雾化器以雾状喷入反应器中，吸收剂雾滴与烟气中的 SO₂ 等酸性气体发生化学反应同时被热烟气蒸发，生成的固体产物和飞灰的混合物随脱硫后的烟气进入电除尘器。飞灰和干态反应产物在除尘器中被分离出来以后，一部分被再循环送回制浆系统，和吸收剂浆液混合成固体浓度为 30%~50% 的浆液加以循环利用。图 15.5-3 所示为喷雾干燥法的工艺流程。

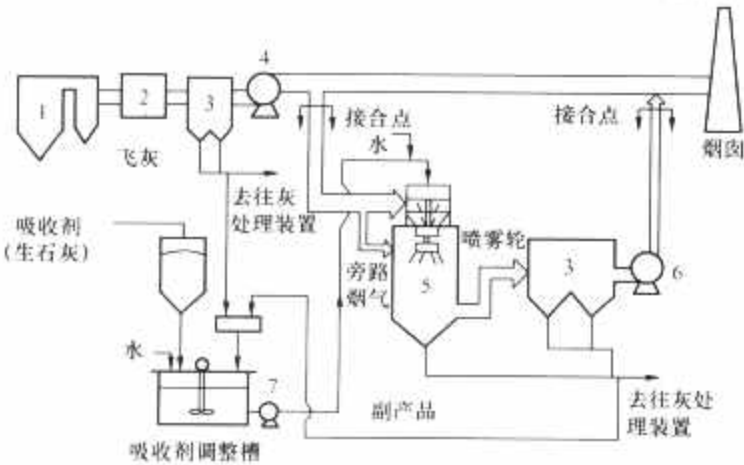


图 15.5-3 喷雾干燥法 FGD 工艺流程图

1—锅炉；2—空气预热器；3—除尘器；4—引风机；
5—反应器；6—脱硫风机；7—灰浆泵

其工艺原理主要包括以下几部分：

2.2.1.1 浆滴的蒸发

雾化器出来的浆滴的直径从 20~150μm 不等，根据不同的雾化方法而不同，浆滴中的 Ca(OH)₂ 颗粒的直径为 1~5μm，可看作为孤立的 Ca(OH)₂ 颗粒周围分布着连续的液相。吸收剂颗粒溶解在液相中，在浆滴中处于饱和状态。与此同时，SO₂ 在液滴的表面被吸收。浆滴进入反应器后水分开始迅速地蒸发，浆滴内的吸收剂颗粒变得更加密集。此时，水分的蒸发发生在浆滴的表面，这个阶段称为恒速干燥阶段。随着蒸发的进行，液相的体积不断地减少，直到固体颗粒相接触，集聚在浆滴的表面形成一个固定的障碍层，限制了水分的蒸发和 SO₂ 的吸收速率，这个阶段称为降速干燥阶段。最后，生成物固体内的大多数自由水相被蒸发。

2.2.1.2 SO₂ 的吸收

在喷雾干燥反应器中，石灰浆液被雾化为微细的石灰浆

滴(<100μm)与高温烟气相接触，气、液、固三相之间发生复杂的传质、传热作用。浆滴中水分蒸发的同时，烟气中的 SO₂ 被吸收与浆滴中的 Ca(OH)₂ 颗粒发生反应，得到干燥的 CaSO₃、CaSO₄ 等固体产物与未反应的 Ca(OH)₂ 固体混合物，经收尘系统而收集下来。

2.2.2 基本工艺参数

在 SDA 法中，钙硫比(Ca/S)和出口烟温(绝热饱和温距)是主要的运行参数。一般 Ca/S 在 1.2~2 之间，绝热饱和温距在 10~20℃ 之间。系统的脱硫率主要受以下几方面因素的影响。

2.2.2.1 Ca/S

Ca/S 是指进入系统的 Ca(OH)₂ 摩尔数与 SO₂ 摩尔数之比。大量试验表明，脱硫率随 Ca/S 的增加而增大。但当 Ca/S 增大到一定数值后，脱硫效率的增加幅度将减缓，最终趋于平衡。

2.2.2.2 出塔烟气绝热饱和温距

吸收塔出口烟气的绝热饱和温距值，即吸收塔出口烟气的平均温度与烟气绝热饱和温度的差值(ΔT)，是影响脱硫率的一个重要因素。在相同的 Ca/S 下，ΔT 越低，脱硫率越高。这是因为在低 ΔT 下，雾滴的干燥时间得以延长，有利于吸收剂的充分利用和 SO₂ 吸收反应的进行。实际操作中考虑到下道工序的进行，出塔烟气温度必须高于绝热饱和温度 10~20℃，否则，水分会凝结，造成粉料在除尘器部分板结，影响系统的正常运行。

2.2.2.3 进塔烟温

进塔烟温越高，脱硫率越高。这是由于进塔烟温高，为保证较低的绝热饱和温距值，可以增加石灰浆液的含水量，客观上延长了吸收剂浆滴的干燥时间，改善吸收塔内第一干燥阶段的传质条件，从而提高了脱硫率和吸收剂利用率。

2.2.3 关键子系统及设备

SDA 法系统主要由吸收剂制备和供给系统、吸收和干燥系统、除尘及物料循环系统等组成。近年来随着工艺的不断开发和完善，自动化程度也不断提高，有些还包括增湿系统、添加剂系统、数据采集和测量系统等。

2.2.3.1 吸收剂制备和供给系统

该子系统主要包括硝化槽、供浆槽、滤网、浆泵、石灰浆雾化器、空气压缩机、浆流量调节回路、反冲水管路以及浆输送管路和调节阀等。

目前，石灰硝化工艺包括湿式硝化工艺和干式硝化工艺两种。

2.2.3.2 吸收和干燥系统

主要指喷雾干燥吸收塔，是 SDA 工艺的主体设备，脱硫反应主要在该塔内进行。喷雾干燥吸收塔一般为圆形，吸收塔的构件材料通常为碳钢。吸收塔的结构尺寸由许多因素来决定，如雾化器类型、雾化器出口液滴速度、烟气流、SO₂ 浓度、趋近绝热饱和温度值、烟气滞留时间、吸收剂特性等。吸收塔容器必须满足在颗粒达到塔壁前已足够的干燥，以避免在壁上发生沉积。设计喷雾干燥塔本体、烟气分配器、烟气出塔结构应保证系统的正常运行，并能使反应生成产物具有流动性。设计应该保证烟气和吸收剂有效接触并且具有随锅炉负荷变化而变动的能力。烟气入塔分配器应能产生很好的紊流以保证烟气和吸收剂雾化颗粒混合均匀。安装时，要求有较好的密封保温性能，防止局部漏风散热引起腐蚀。

根据烟气和浆滴起始接触时的相对方向，可以将喷雾干燥分成两种类型：顺流和逆流。

2.2.3.3 除尘及物料循环系统

除尘及物料循环系统主要包括除尘器、叶轮给料机或螺旋给料机、空气压缩机或罗茨风机、储灰仓等。

吸收剂反应并干燥后，较大的颗粒由喷雾干燥吸收塔底部排出。较小的颗粒随净化后的烟气逃逸。除尘和灰循环系统主要用来捕集这部分较细小的脱硫灰并将部分脱硫灰回送到脱硫塔内进行再循环。除尘器通常采用布袋除尘器，也可以惯性分离器或者电除尘器进行预除尘。除尘后的烟气经引风机进入烟囱，排入大气。

除尘器捕捉下来的灰尘经过密封性良好的叶轮给料机输出到下面的灰斗，必要时再经螺旋给料机将灰回送到喷雾干燥吸收塔内进行循环利用，或者直接外排。空气压缩机或罗茨风机用来提供灰回送所需要的流化风。

2.2.3.4 数据测量采集及控制系统

该系统主要用来采集和测量实验时各参数的数值，以及对试验参数进行控制。主要包括烟气流量、烟气沿程温度和塔出口处干湿球温度、烟气中 SO_2 浓度、FGD 系统压降、石灰浆液和增湿水流量、雾化风流量以及循环灰量等参数的测定和控制。

2.2.4 工程实例

山东黄岛电厂的 4 号锅炉(670t/h)的 FGD 系统是我国第一台采用 SDA 法的脱硫系统。该系统总投资约为 1.086 亿元人民币(含工业试验费)，扣除工业试验费后该系统的单位投资约为 889 元/kW，年运行费用 1850 万元，脱硫成本为 0.0404 元/kWh。其基本设计参数如下：

处理烟气量	30 万 m^3/h (标况下)	(湿态)
入口烟气 SO_2 浓度	5720 mg/m^3 (标况下)	(干态)
入口烟气含尘量	600 mg/m^3 (标况下)	(干态)
出口烟气含尘量	300 mg/m^3 (标况下)	(干态)
入口烟气温度	145 $^{\circ}\text{C}$	
出口烟气温度	烟气绝热饱和温度在 12 $^{\circ}\text{C}$ ~15 $^{\circ}\text{C}$ 以上	
脱硫率	吸收塔出口 65%以上 除尘器出口 70%以上	
钙硫比 Ca/S	≤ 1.4	
生石灰纯度	70%	
生石灰耗量	3.07 t/h	

黄岛 SDA 系统于 1994 年 10 月开始进行正式工业性试验，1998 年 3 月完成工业试验。工业试验过程中，在不断完善设备的同时，进行了最佳运行参数试验、脱硫反应塔热特性试验、多品质生石灰试验和设备耐久性试验等，取得大量试验数据。其中最佳参数试验包括生石灰熟化时间、熟化起始温度、注入盐分、浆液浓度、副产品加入量、旋转喷雾器转速、烟气量变化试验项目等。

通过运行检验，黄岛 SDA 系统在 Ca/S 为 1.4 时，脱硫率可以达到 70%的设计要求，且设备能连续运行。但运行中发现了如下一些问题：

(1) 反应塔塔壁积灰造成塔底严重堵灰，影响系统的正常运行。通过在脱硫反应塔底灰斗处安装大尺寸大功率碎渣机后，塔底堵灰问题不再发生，但塔壁积灰现象仍存在。产生原因与浆液浓度、烟气温度、浆液雾化程度有关。

(2) 旋转喷雾器圆盘和喷嘴磨损，喷嘴结垢。旋转喷雾器是 SDA 工艺系统的核心部件，在运行 100h 后便发生磨损。经检查发现，雾化器喷嘴都有结垢和磨损现象，严重影响了雾化效果，同时也降低了脱硫率。通过增设旋流器等除渣设施、改变喷嘴形状等，磨损和结垢问题已基本得到解

决，但生石灰在制浆系统的排弃量大大增加，且使钙的有效利用率降低。

除以上两个问题之外，试运行之初还发现旋转喷雾器振动值过大、辅机故障、排灰管道堵塞、电除尘器腐蚀、电磁阀动作不灵、钙的总有效利用率较低、运行费用较高等问题，通过采取多种改造措施，均得到了改善。

2.3 循环流化床干法/半干法 FGD 技术

循环流化床 FGD 技术是近几年国际上新兴起的 FGD 技术。该类技术以循环流化床原理为基础，通过吸收剂的多次再循环，延长吸收剂与烟气的接触时间，大大提高了系统脱硫率和吸收剂利用率。在 Ca/S 比为 1.2~1.5 时，脱硫效率可以达到 90%以上。国外掌握此项技术比较成熟的公司主要有德国鲁奇(Lurgi)公司的 CFB、德国 Wulff 公司的 RCFB、丹麦 FLS. moljo 公司的 GSA 和 ABB 公司的 NID 等脱硫工艺。国内高校与环保公司、科研单位纷纷联合起来开展研究，已实现了拥有自主知识产权的国产循环流化床 FGD 技术，在中小型锅炉上的工业化、规模化推广应用。

2.3.1 工艺原理

循环流化床 FGD 技术主要是从化工等生产领域流化床技术发展而形成的，利用流化床高速气流与密相悬浮颗粒充分接触，加强污染物对吸收剂传质，强化化学反应的进行。在循环流化床反应器内，吸收剂 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 与烟气中的 SO_2 、 SO_3 、 HCl 和 HF 等气体发生化学反应，生成 CaSO_4 、 CaSO_3 、 CaCl_2 和 CaF_2 等混合物。

2.3.2 典型工艺

2.3.2.1 循环流化床 FGD 工艺(CFB-FGD)

CFB-FGD 工艺是 20 世纪 80 年代末由德国 Lurgi 公司首先提出的一种新颖的 FGD 工艺。该工艺一般采用干态的消石灰粉作为吸收剂，在特殊情况下也可采用其他对 SO_2 有吸收能力的碱性干粉或浆液作吸收剂。该系统主要设备有 CFB 反应塔、吸收剂再循环装置、水及蒸汽喷入装置等，其工艺流程见图 15.5-4。如果考虑到锅炉飞灰的综合利用因素，可在 CFB 反应塔前安装一个预除尘器单独收集飞灰，使脱硫灰与锅炉飞灰分开储存。

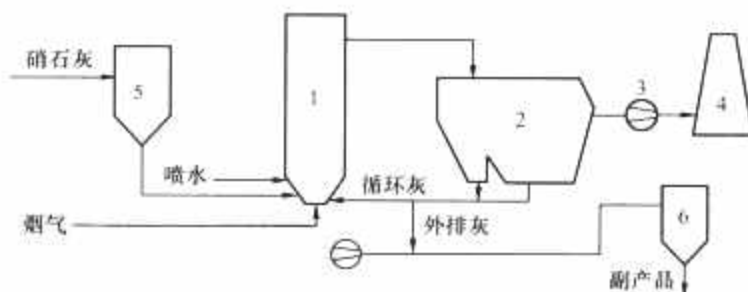


图 15.5-4 循环流化床 FGD 系统工艺流程示意图

1—CFB 反应塔；2—除尘器；3—风机；
4—烟囱；5—硝石灰储仓；6—灰仓

锅炉出来的原烟气从 CFB 反应塔底部进入。在反应塔底部设有一文丘里装置(单管或多管文丘里)，烟气在文丘里管喉部得到加速，经文丘里管扩散段迅速进入 CFB 反应区。在 CFB 反应区内，烟气与加入的吸收剂粉末和喷入的雾化水剧烈混合、接触反应，使烟气中的酸性气体得以净化为干态产物。由于吸收剂的循环利用，CFB 反应塔内的颗粒物的质量浓度在标况下高达 800~1000 g/m^3 。经脱硫后，带有大量固体颗粒的烟气由反应塔顶部排出，进入后续的除尘器。除尘器捕集下来的干灰，大部分通过吸收剂再循环装置回送入塔，以提高吸收剂利用率，小部分送至灰库外排。

CFB反应塔是CFB-FGD中的核心设备,塔内烟气流速一般为3~7m/s,烟气在塔内的停留时间比较短(3~4s),而吸收剂由于多次循环在塔内的停留时间达30min以上。

CFB-FGD工艺一般包括三个回路:

(1) 通过系统出口 SO_2 含量与反应塔的进气量来调节吸收剂加入量。

(2) 通过反应塔出口烟温来调节喷水量以调节出塔烟温。

(3) 通过反应塔压降 Δp 来调节循环灰量和外排灰量,以调节塔内的吸收剂浓度。

2.3.2.2 回流式循环流化床 FGD 工艺 (RCFB-FGD)

RCFB-FGD 是德国 Wulff 公司在 Lurgi 公司的 CFB-FGD 技术基础上开发出的一种新技术,其工艺流程见图 15.5-5。

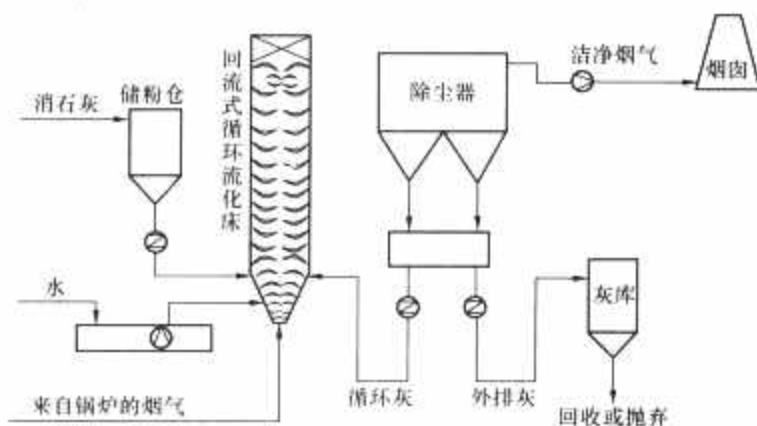


图 15.5-5 RCFB-FGD 工艺流程图

在工艺原理及工艺流程上, Wulff 公司的 RCFB-FGD 与 Lurgi 公司的 CFB-FGD 相类似。但与 Lurgi 公司的 CFB-FGD 相比, RCFB-FGD 主要在反应塔的流场设计和塔顶结构上做了较大改变。使得反应塔中的烟气和吸收剂颗粒在向上运动时, 会有一部分烟气产生回流, 形成很强的内部湍流, 从而增加了烟气与吸收剂的接触时间, 在外部循环同时存在的情况下, 使脱硫过程得到了极大的改善, 提高了吸收剂的利用率和脱硫率。另外, 反应塔内产生回流使得塔出口的含尘浓度大大降低, 内部回流的固体物料约为外部再循环灰量的 30%~50%, 大大减轻了后续除尘器的负荷。

2.3.2.3 气体悬浮吸收 FGD 工艺 (GSA)

丹麦 F. L. Smith Miljo 公司开发的气体悬浮吸收脱硫工艺 (GSA) 也是循环流化床脱硫工艺的一种。不同的是 GSA 工艺不是喷干粉吸收剂, 而是将经雾化后的石灰浆液从 GSA 反应器底部喷入烟气中, 并在反应器中保持悬浮湍动状态, 边反应边干燥。干燥后的未反应吸收剂颗粒、反应产物及飞灰一起随烟气进入在旋风分离器中分离, 大部分床料经调速螺旋装置回送反应器加以循环利用, 小部分床料作为脱硫灰渣排出系统。脱硫灰的循环意味着未反应的石灰可以继续脱硫反应, 并且脱硫灰的循环可以更好地分散雾化石灰浆, 促进脱硫反应的进行。图 15.5-6 所示为 GSA 工艺流程示意图。

2.3.2.4 新型一体化脱硫系统 (NID)

NID 技术是 ABB 公司研制的一种集除尘与脱硫一体化的综合工艺, 其工艺流程示意图见图 15.5-7。

NID 技术采用矩形烟道反应器, 容积较小, 一般为喷雾干燥塔或流化床塔的 20% 左右, 可以与除尘器集合一起, 占地面积较小。在烟道反应器内, 烟气流速高达 18m/s 以上, 烟气在反应器内的停留时间大约只有 1s 左右。

NID 技术常用的脱硫剂为 CaO , 要求平均粒径不大于

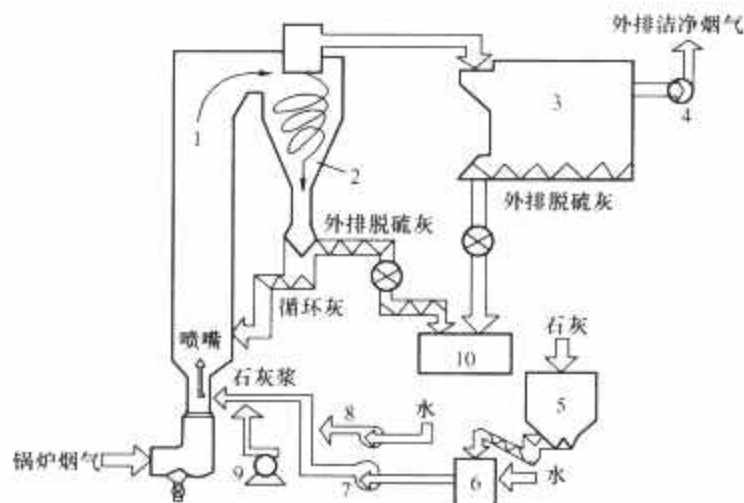


图 15.5-6 FLS-GSA 工艺流程示意图

1—反应器; 2—旋风分离器; 3—除尘器;
4—引风机; 5—石灰仓; 6—石灰浆制备槽;
7—石灰浆泵; 8—水泵; 9—压缩机;
10—脱硫灰仓

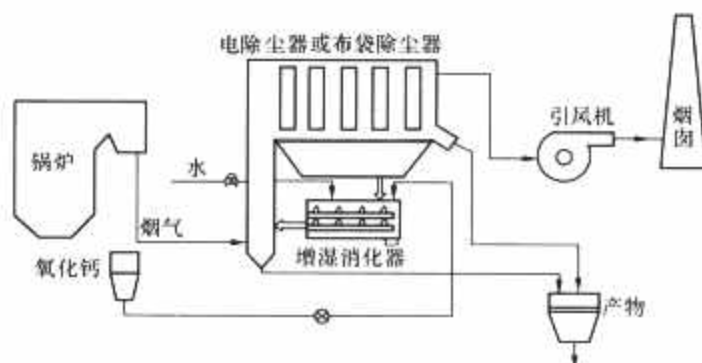


图 15.5-7 NID 工艺流程示意图

1mm。NID 技术取消了制浆系统, CaO 在一个专利设计的消化器中加水消化成 $\text{Ca}(\text{OH})_2$, 然后与布袋或电除尘器除下的大量循环灰进入混合增湿器, 在此加水增湿使混合灰的水分含量从 2% 增加到 5%, 然后含钙循环灰被导入烟道反应器。大量的循环灰经过增湿后进入反应器, 由于具有极大的蒸发表面, 水分很快蒸发掉, 在极短的时间内使烟气温度从 140℃ 左右降到 70℃ 左右, 烟气相对湿度很快增加到 40%~50%。同时, 未反应的 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 进一步参与循环脱硫, 所以反应器中 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 的浓度很高, 有效 Ca/S 很大, 且加水消化制得的新鲜 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 具有很高的活性, 这样可以弥补反应时间的不足, 保证在 1s 左右的时间内脱硫效率大于 80%。由于在增湿混合器内加入了再循环灰、吸收剂和水, 这三种物料的搅拌类似于混凝土搅拌, 要求严格控制工艺参数来保证混合器内物料不结块。

2.3.2.5 我国的 CFB-FGD 技术

近几年来, 国内各大科研院校 (如浙江大学、清华大学、东南大学、山东大学、哈尔滨工业大学等) 在引进消化吸收国外先进技术的基础上, 通过自主创新、集成创新, 开发出了一系列具有自主知识产权的 CFB-FGD 技术, 迅速在国内自备电厂、中小型燃煤锅炉、垃圾焚烧电厂等锅炉尾气处理中得到商业化、规模化推广应用。其中, 浙江大学自主开发的循环悬浮多级增湿干法烟气净化技术 (简称 CSMHD-FGC) 解决了 CFB-FGD 技术在负荷适应性、煤种适应性、物料流动性、可靠性等方面的问题, 已在国内自备电厂和垃圾焚烧电厂上推广应用 50 多套。其工艺流程见图 15.5-8。

与现有的 CFB-FGD 技术相比, CSMHD-FGC 的技术特点主要有:

(1) 提出多级增湿强化离子反应新观点, 通过将反应末

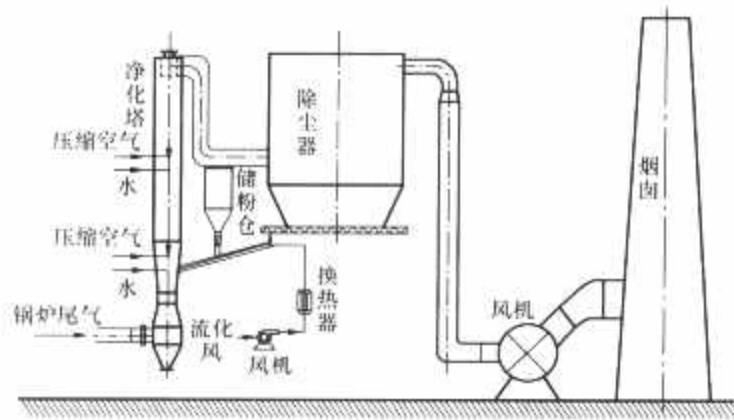


图 15.5-8 循环悬浮多级增湿干法烟气净化技术工艺流程简图

期的吸收剂进行适当加湿，促进吸收剂与 SO_2 的离子反应。
(2) 通过高活性和高吸附性能吸收剂开发使用，实现脱硫塔内的 SO_2 、 HCl 、 HF 、重金属、二噁英类物质等多种污染物协同脱除。

(3) 运用多级增湿活化结合灰水比调节技术，确保高效净化酸性污染物，且有效防止塔内积灰，实现系统地安全稳定运行。

2.3.3 脱硫性能影响因素

理论和试验表明，影响 CFB-FGD 性能的主要因素有 Ca/S 、烟气停留时间、绝热饱和温距、灰循环倍率和增湿水量等。

2.3.3.1 Ca/S

随着钙硫比的增大，脱硫塔的脱硫效率和系统的脱硫效率都呈非线性上升趋势，且随钙硫比的增长变缓慢。综合考虑系统磨损、运行成本等问题，钙硫比也不宜太高，建议钙硫比选取 1.5 左右为宜。

2.3.3.2 烟气停留时间

在脱硫塔内， SO_2 的吸收反应主要发生在恒速干燥阶段，而这一阶段时间较短，一般在 1~1.9s。因此烟气停留时间对脱硫塔内的影响主要在含湿吸收剂水分干燥以后的气固反应阶段，由于这一阶段的吸收反应速度较慢，所以反应时间的增加，对脱硫效率的提高幅度不是很大。

2.3.3.3 绝热饱和温距

随绝热饱和温距的减小，脱硫效率增大，且增幅较大。绝热饱和温距降低，意味着烟气的相对湿度升高，将导致含湿吸收剂水分的蒸发速率降低，水分的保留时间延长，即延长了离子状态的脱硫反应时间，提高脱硫效率。因此，绝热饱和温距对脱硫效率的影响明显。

2.3.3.4 灰循环倍率

将灰渣进行再循环，使未反应完毕的吸收剂进入脱硫塔内参与 SO_2 的吸收反应，不但可以提高脱硫效率和脱硫剂的利用率，而且可以节省吸收剂的成本。循环灰进入脱硫塔内后，与新鲜的吸收剂、增湿水滴发生碰撞后，使得塔内吸收剂的有效反应表面积相对增加， SO_2 反应吸收面积增加，从而提高了脱硫效率。

2.3.3.5 增湿水量

循环灰与增湿水综合作用时三级增湿比一级增湿的效果好。分析原因认为，由于脱硫灰的循环利用，塔内灰量增多，分级增湿可以使增湿水分布均匀，较好的与循环灰、新鲜吸收剂混合；而一级增湿由于增湿水的分布不够均匀，容易使循环灰局部增湿水量增大，造成循环灰结团，不利于脱硫反应，脱硫效率较低。增湿水量越大时，这种现象越明显。

2.3.4 吸收剂的制备

消石灰粉或消石灰浆是干法/半干法 FGD 工艺(含 CFB-FGD 工艺)中采用最为广泛的吸收剂，由生石灰和适量水在石灰消化装置中发生化学反应制备而成。

CFB-FGD 工艺中一般采用干式石灰消化工艺制取干消石灰粉脱硫剂，并通过机械筛分、布袋分离、旋风分离等方式分离下来或直接入塔使用，而消化过程产生的粉尘则由除尘装置除掉或直接引入塔前烟道参与系统脱硫反应，避免污染环境。

对消化原料生石灰，一般要求其纯度(CaO 含量)不低于 80%，细度在 2mm 以下，且加适量水后 4min 内温度可升高到 60℃。

2.3.5 CFB-FGD 副产物的处置

CFB-FGD 脱硫工艺的副产物是一种干粉态混合物，包含飞灰、消石灰及反应后产生的各种钙基化合物，主要成分为 $\text{CaSO}_4 \cdot 1/2\text{H}_2\text{O}$ 、 $\text{CaSO}_3 \cdot 1/2\text{H}_2\text{O}$ 、未完全反应的吸收剂 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 及吸收剂中所含少量杂质等。其平均粒径为 20 μm 或更细，粒径分布与普通锅炉飞灰大致相同。

CFB-FGD 脱硫工艺的副产物的性质与 LIFAC 工艺和 SDA 法的相近，三者的处置方法大体上相同，可分为抛弃法和综合利用法两种。抛弃法一般用于峡谷、矿坑等的回填；综合利用法主要是作为建筑和筑路材料，如水泥添加剂、混凝土添加剂等。

2.3.6 工程实例

珠江啤酒集团公司热电厂 2×75t/h 煤粉炉烟气治理工程采用浙江大学蓝天环保设备工程有限公司的 CSMHD-FGC 工艺，并在系统前配有一电场静电除尘器，用于回收 85%~90% 的粉煤灰加以综合利用。锅炉的尾气净化系统的基本设计参数及设计指标见表 15.5-4。

表 15.5-4 基本设计参数及设计指标

名 称	单 位	数 值
燃煤量	t/h	13.457
燃煤含硫率	%	0.5~0.7
空气预热器出口烟温	℃	150~160
烟气量(标况下)	m ³ /h	120 000
设计 Ca/S		≤1.5
设计脱硫效率	%	≥80
二氧化硫排放浓度(标况下)	mg/m ³	≤400
烟尘排放浓度(标况下)	mg/m ³	≤50
林格曼黑度	级	≤1

经过 6 个月的施工，两台炉的 CSMHD-FGC 工艺系统分别于 2004 年 3 月和 2004 年 5 月投入运行。根据广州市环保监测中心站的多次检测表明，两套系统的烟气排放指标均优于环保要求和设计指标，检测结果如表 15.5-5 所示。

表 15.5-5 环保验收检测数据

测试项目	单位	2 号煤粉炉检测结果		3 号煤粉炉检测结果	
		处理前	处理后	处理前	处理后
烟温	℃	148	124	153	133
烟气量	m ³ /h	78 704	73 203	92 965	63 186
烟尘浓度	mg/m ³	1.56×10 ⁴	22.5	1.04×10 ⁴	37.9
二氧化硫浓度	mg/m ³	2678	194	2740	298
除尘效率	%	99.87		99.75	
脱硫效率	%	93.27		92.60	

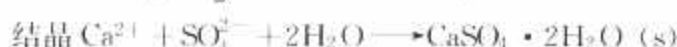
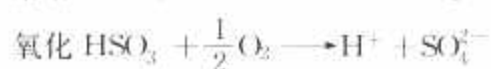
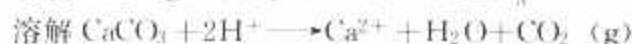
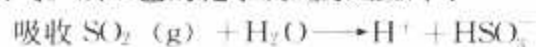
运行实践表明，这两套系统实现年 SO_2 减排量约 3117t，年烟尘减排量约 155818.4t，改善了周围的大气环境质量，具有明显的环保和社会效益。

3 火电厂石灰石—石膏湿法 FGD 技术

湿法 FGD 工艺中,根据吸收剂的不同又可以分为多种不同的工艺。其中石灰石—石膏法由于具有吸收剂资源丰富、成本低廉等优点,已经成为世界上最为成熟、应用最为广泛的一种 FGD 工艺。在我国的烟气脱硫方法中也是以石灰石—石膏湿法 FGD 技术为主,约占 88%。

3.1 工艺原理及工艺流程

石灰石(石灰)—石膏湿法脱硫工艺采用石灰石或石灰作脱硫吸收剂。石灰石经破碎磨细成粉状与水混合搅拌成吸收浆液,送入吸收塔的吸收剂—石灰石浆液与经烟气再热器冷却后进入吸收塔的烟气接触混合,烟气中的 SO_2 与吸收剂浆液中的 CaCO_3 以及与浆液池中鼓入的空气中的 O_2 发生化学反应,生成 $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$,即石膏;脱硫后的烟气依次经过除雾器除去雾滴、烟气再热器加热升温后,经烟囱排入大气。该工艺的化学反应原理如下:



典型的工艺流程主要包括:烟气系统(烟道挡板、烟气再热器、升压风机等)、吸收系统(吸收塔、循环泵、氧化风机、除雾器等)、吸收剂制备系统(石灰石储仓、石灰石磨煤机、石灰石浆液罐、浆液泵等)、石膏脱水及储存系统(石膏浆泵、水力旋流器、真空皮带脱水机等)、废水处理系统及公用系统(工艺水、电、压缩空气等)。工艺系统流程图见图 15.5-9。

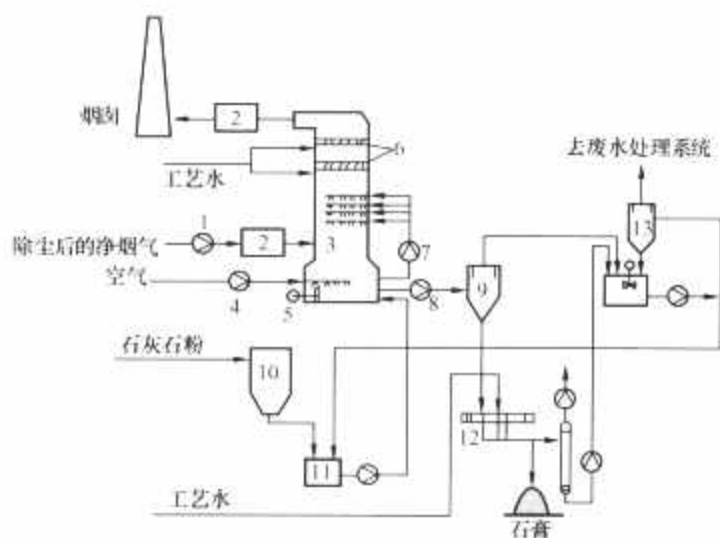


图15.5-9 石灰石(石灰)—石膏湿法脱硫系统流程图

- 1—脱硫风机; 2—烟气换热器; 3—吸收塔; 4—氧化风机; 5—搅拌器; 6—除雾器; 7—循环泵; 8—抽出泵; 9—石膏旋流器; 10—石灰石粉仓; 11—吸收剂浆液槽; 12—真空脱水机; 13—废水旋流器

3.2 脱硫性能主要影响因素

3.2.1 浆液池 pH 值与脱硫效率的关系

浆液池 pH 值是系统运行重点控制的化学参数之一,在实际运行过程中,由于高的 pH 值有利于 SO_2 的吸收,而低的 pH 值有利于石灰石的溶解,须找到一个最佳 pH 值使传质速率最大。

从确保高的脱硫效率及保证系统安全可靠运行考虑,浆液池 pH 值在运行过程中应保持在 5.4~5.6 范围,为此须保证良好的强制氧化效果并及时加入足量的新鲜石灰石浆

液,此时脱硫效率可达 97%~98%,且可有效避免塔内结垢现象的发生。

3.2.2 液气比与脱硫效率的关系

液气比是指单位时间内流经吸收塔单位体积烟气量相对应的浆液喷淋量,是系统重要的设计和运行参数,液气比越大,气液之间的传质面积就越大,有效比表面积也就越大,传质速率增强,从而提高脱硫效率;同时,在相同的处理烟气量条件下,增大液气比也增大了可用于吸收 SO_2 的总碱度,故脱硫效率也随之提高。但当液气比增加到一定程度,将使液滴的凝聚增强,实际的有效比表面积不再增加甚至减小,故在系统设计与运行中存在一个最佳液气比。

在实际喷淋脱硫技术设计与运行中,综合考虑确保高的脱硫效率与降低运行费用液气比取 $16 \sim 18 \text{ L/m}^3$ 较为适宜。

3.2.3 入口烟气流量与脱硫效率的关系

在系统运行中需要考虑由于锅炉负荷、运行煤质的变化引起入口烟气流量发生变化的情况。脱硫效率随着入口烟气流量的增加而逐渐减小,在浆液喷淋量不变的情况下烟气量的增加即意味着此时对应的液气比降低,尽管由于烟气量的增加,塔内烟气流速上升,气液两相间湍动加强,可减小烟气与液滴间的膜厚度,提高传质系数,但综合比较液气比降低造成的有效比表面积及总碱度的降低对 SO_2 吸收的影响更大,由此在浆液喷淋量不变的情况下随着烟气量增加脱硫效率下降。在实际系统运行过程中,综合考虑满足环保要求及降低运行费用等因素,入口烟气量改变时应相应调整喷淋层的运行模式,确保合适的液气比。

3.2.4 吸收区高度与脱硫效率的关系

喷淋层间距的增加,意味着吸收区高度的增加,烟气停留时间延长,由此脱硫效率增加;在四层喷淋情况下,喷淋层间距取 1.5, 1.7, 2.0m 时脱硫效率均在 97% 以上;在三层喷淋情况下,喷淋层间距取 1.5, 1.7, 2.0m 时脱硫效率均在 95% 以上。综合考虑脱硫效率与投资,300MW 机组吸收塔喷淋层间距一般可取 1.5m,如入口 SO_2 浓度较高,可根据情况取 1.7m 或 2.0m。

3.3 运行关键参数控制

在运行中,需要控制的关键参数有:

- (1) pH 值。调整方法为加减石灰石给料量。
- (2) 吸收塔浆液容积。调整方法为调整吸收塔的液位。
- (3) 石膏浆液密度。调整方法为控制吸收塔石膏排出量。
- (4) 氧化风量。调整方法为设定氧化风机风量或氧化风机的投运台数。
- (5) 浆液循环量。调整方法为启停浆液循环泵(如有备用)。
- (6) 系统排污量。调整石膏旋流站稀浆排污量。

3.4 吸收剂的选择

石灰石是石灰石—石膏湿法 FGD 工艺中的吸收剂,石灰石活性是石灰石作为吸收剂品质的判别指标,其不仅影响到系统设计阶段选择合适的吸收剂,而且影响到运行阶段确定最优运行操作参数,进而降低投资与运行费用。影响石灰石活性的因素主要有物理性质(CaCO_3 含量、粒径、地质年代)及其所处运行环境(浆液 pH 值、浆液中所含离子、 CO_2 分压、温度、搅拌速率等)。选用石灰石时,主要从 CaCO_3 含量、粒径和可磨性等方面进行综合考虑:

- (1) 石灰石中主要有效成分是 CaCO_3 , CaCO_3 的含量

对吸收剂活性有重要影响。设计时对石灰石中 CaCO_3 含量一般要求高于 90%。

(2) 石灰石粒径越小, 比表面积越大, 液固接触越充分, 故石灰石活性就越好。综合考虑粒径对溶解的影响和磨制能耗问题, 一般要求石灰石粉细度为 250~325 目。

(3) 石灰石形成的地质年代越晚, 存在的微晶结构越多, 因此结构越疏松, 能提供更多的反应面积, 故活性越高, 因此选择脱硫剂时优先考虑形成地质年代较晚的石灰石。

(4) 石灰石中所含 MgCO_3 成分直接影响脱硫效果及系统的废水排放量, 一般要求 MgCO_3 成分不大于 4%。

此外, 需注意石灰石中 SiO_2 含量, SiO_2 含量高, 设备磨损严重。

对于石灰石粉反应速率的测定可以参照 DL/T 943—2005《烟气湿法脱硫用石灰石粉反应速率的测定》来实施。

3.5 关键子系统及设备

FGD 装置主要包括烟气系统、吸收塔系统、氧化空气系统、吸收剂制备供给系统、石膏脱水系统、事故浆液系统、工艺水系统、石膏炒制系统、控制系统、电气系统等。

3.5.1 烟气系统

烟气系统如图 15.5-10 所示, 主要由脱硫进出口挡板门、旁路挡板门、升压风机、换热器、吸收塔、烟道及相应的辅助系统组成。

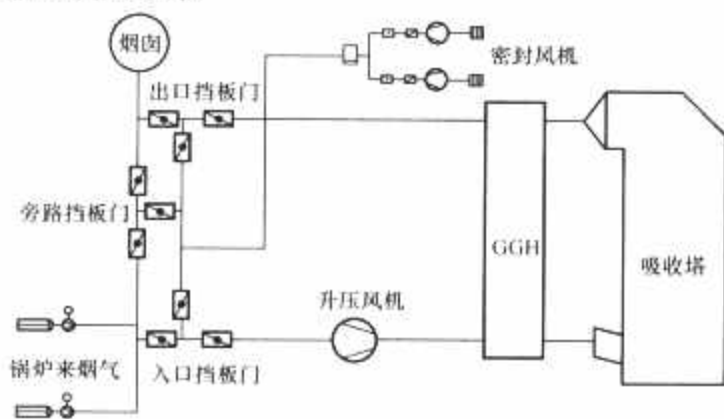


图 15.5-10 烟气系统流程图

3.5.1.1 升压风机

升压风机是用于克服 FGD 装置的烟气阻力, 将原烟气引入脱硫系统, 并稳定锅炉引风机出口压力的重要设备。它的运行特点是低压头、大流量、转速低。在加装脱硫的情况下, 锅炉送、引风机无法克服 FGD 的烟气阻力, 所以锅炉加装脱硫装置时, 必须设置升压风机。

升压风机主要有离心风机、动叶可调轴流风机、静叶可调轴流风机三种形式。

脱硫升压风机宜选用轴流式风机, 当机组容量为 300MW 及以下容量时, 也可采用高效离心风机。

当机组容量为 300MW 及以上容量时, 宜设置一台脱硫升压风机, 不设置备用风机; 对于 600MW 级机组, 根据技术经济比较, 可以设置 1 台升压风机, 也可设置 2 台升压风机。当设置 1 台升压风机时应采用动叶可调轴流式风机; 对于 1000MW 级机组, 宜设置 2 台动叶可调轴流式风机。

3.5.1.2 烟气换热器

烟气换热器 (简称 GGH) 是 WFGD 中仅次于脱硫塔的第二件大设备, 该设备对系统的脱硫效率和安全稳定运行影响较大。

经系统脱硫后的烟气从吸收塔出来温度一般在 45~65℃, 含有饱和水汽, 残余的 SO_2 、 SO_3 、 HCl 、 HF , 所携带的 SO_4^{2-} 、 SO_3^{2-} 盐等, 会发生结露, 如不经过处理直接

排放, 易形成酸雾, 且将影响烟气的抬升高度和扩散。此外, 锅炉烟气在进入 FGD 系统前的温度较高, 也需要进行一定的降温处理。为此, 系统需要配有烟气换热装置。

烟气换热器是利用原烟气中的余热来加热脱硫后的洁净冷烟气, 不需要其他热源, 是最经济的加热方式。原烟气和净烟气经过烟气换热器后, 使净烟气的排烟温度达到露点之上, 减轻对净烟道和烟囱的腐蚀, 同时降低进入吸收塔的原烟气温, 降低塔内对防腐的工艺技术要求。由于 GGH 热端烟气含硫量高, 温度高, 冷端温度低, 含水率大, 故 GGH 的烟气进出口均需用耐腐蚀材料, 如搪玻璃、柯登钢等。

烟气换热器, 一般有回转式 GGH、分体水煤式 GGH、分体热管式、整体热管式等几种形式。

由于分体热管式换热器在国内脱硫系统中安装和使用业绩较少, 因此在这里仅对脱硫系统中常用的回转式和水煤式换热器进行比较选型。

水煤式 GGH 无泄漏, 在解决了换热管束防腐的情况下, 检修工作量低而且简便, 但是, 占地面积较大, 金属有效利用率低。由于水煤式 GGH 是管束式换热器, 相对于回转式换热器, 其负荷适应性相对较差。

回转式 GGH 是换热效率相对较高的换热器, 与水煤式 GGH 相比, 机械结构较为复杂, 有一定的泄漏, 检修工作量相对较大, 容易在低温段发生堵灰。但是这种换热器体积小, 运行电耗低, 防腐问题容易解决, 金属利用率较高。

无论是哪一种 GGH 都有优缺点, 在系统中具体选择哪一种 GGH 设备, 应根据具体的工程情况, 综合比较, 统筹考虑, 优先选择投资少、运行费用低、维护工作量小的设备。

近年来, 国内在脱硫项目可研阶段和招投标阶段经常碰到就是在系统中配置 GGH 进行比选方案分析, 现简单分析如下:

安装 GGH 后, 具有提高系统排烟温度和烟气抬升高度、降低污染物落地浓度、减轻烟囱冒白烟温度等优点, 同时, 系统投资、运行费用和故障率增加, 且不能完全避免尾部烟道和烟囱被腐蚀。

取消 GGH 后, 系统投资、运行费用、占地均可以得到有效降低, 烟气流程也变得更简洁一些, 优点比较明显; 但系统耗水量要增加, 烟气排烟温度会降低, 烟囱出口容易白雾现象, 烟气抬升力不足, 对于未配置脱硝装置的系统可能导致烟气落地点 NO_x 的排放超标。同时, 取消 GGH 后, 对脱硫塔入口、脱硫塔内和脱硫塔后的烟道、阀门、烟囱等防腐措施的要求更高一些。

由于对有、无 GGH 的系统的设计和运行经验都不足, 对耐腐蚀材料的使用寿命也认知不足。在是否取消 GGH 配置问题上, 需综合考虑环境污染影响、经济性和系统安全稳定运行条件等。对于脱硫机组没有同时配套 (或采取) 具有一定脱硝能力的脱硝措施, 在这个问题上应更加慎重考虑。

3.5.2 吸收塔系统

吸收塔系统包括吸收塔本体、循环浆泵、喷淋层、除雾器、氧化风机、搅拌器、石膏排出泵等。

3.5.2.1 吸收塔

湿法脱硫工艺的核心部分为吸收塔, 吸收塔的布局根据具体功能分为除雾区、吸收区和脱硫产物氧化区。烟气中的有害气体在吸收区与吸收液接触被吸收; 除雾区将烟气与液滴分离; 吸收 SO_2 后生成的亚硫酸钙产物在氧化区进一步被进入塔内的空气氧化为硫酸钙。不同的反应塔采用不同的吸收区设计, 通常包括: 浆液从上部喷淋、塔内布置格栅、塔内布置托盘、射流鼓泡和底部液柱喷射等方法, 其技术对

比见表 15.5-6。

表 15.5-6 不同形式吸收塔的比较

项目	喷淋式	格栅式	鼓泡式	液柱式
原理	吸收剂浆液在吸收塔内经喷嘴雾化, 在塔内与烟气接触过程中, 吸收并去除 SO_2	吸收剂浆液在吸收塔内沿格栅填料表面下流, 形成液膜与烟气接触去除 SO_2	吸收剂浆液以液层形式存在, 而烟气以气泡形式通过, 吸收并去除 SO_2	吸收剂浆液由布置在塔内的喷嘴垂直向上喷射, 形成液柱并在上部散开落下, 在高效气液接触中, 吸收去除 SO_2
脱硫率 (%)	>95 (逆流接触)	>95	>95	>95
运行维护	喷嘴易磨损、堵塞, 需要定期检修更换	格栅易结垢、堵塞, 系统阻力较大, 经常清洗除垢	系统阻力较大, 无喷嘴堵塞问题, 运行较稳定可靠	能有效防止喷嘴堵塞、结垢问题, 运行较稳定可靠
自控水平	较高	高	较高	较高

喷淋塔是湿法工艺的主流塔型, 该工艺技术最成熟, 定期维护即能保证装置的运行稳定。它的优点是能够形成较大的气液接触面积, 同时系统的液气比可以较小。但为了保证良好的雾化效果, 需将浆液喷射形成均匀微小的液滴, 则循环泵须提供足够的压力; 此外浆液中脱硫剂颗粒的粒径也不能过大, 否则喷嘴容易被堵塞, 这就要求脱硫剂在磨制的过程中须要达到一定的颗粒度 (250 目左右)。

格栅塔要求脱硫浆液能够比较均匀地分布于填料之上, 而且在格栅表面上的降膜过程要求连续均匀; 格栅必须具有较大的比表面积、较高的孔隙率、较强的耐腐蚀性、较好的耐久性和强度以及良好的可湿润性; 和喷淋塔一样, 格栅塔也要求脱硫剂具有一定的颗粒度 (250 目左右)。在目前的应用中, 填料中的结垢堵塞问题还未彻底解决, 该系统需要较高的自控能力, 保证整个反应在合适的状态下运行, 以尽量降低结垢的风险。

喷射鼓泡脱硫塔工艺对烟气含尘量的要求较低, 在高粉尘浓度条件下, 也能够较好地运行并获得较高的脱硫率。该装置与其他脱硫塔相比省略了循环泵、喷嘴, 它将氧化区和脱硫反应区整合在一起, 整个设计较为简洁, 降低了投资成本。同时, 气相高度分散在液相当中, 具有较大的液体持存量和相间接触面, 传质和传热效率高。但是, 液相内部有较大的返混, 且该工艺的系统阻力相对较大, 反应器的占地面积也比其他方法大。

液柱脱硫塔在浆液喷上落下的过程中, 能够形成高效率的气液接触。和鼓泡塔一样, 该方法对烟气含尘浓度要求不高, 而且方法本身还具有比较高的粉尘脱除率。由于液柱塔采用了空塔液柱喷射方式, 喷头孔径大, 不易堵塞, 且系统能够在比较大的范围内调节, 因此对控制水平和脱硫剂粒度要求不高。

3.5.2.2 循环泵

在湿法脱硫装置中, 吸收塔浆液循环泵是关键设备。由于输送介质中石膏固相物的存在以及高含量 Cl^- 的腐蚀, 对循环泵的使用寿命、运行效率、安全可靠性及检修维护的方便性等要求很高。目前各种中型的浆液泵在我国已基本上实现了国产化, 而大型的循环泵仍以进口为主。浆液循环泵过流部件的耐蚀、耐磨性能是决定泵使用寿命的重要指标。

3.5.2.3 喷嘴及喷淋层

喷嘴及喷淋层是吸收塔最主要的内构件, 是影响系统性

能指标的重要部件。

喷淋塔常用的喷嘴形式主要有三种: 切线型、轴线型、螺旋型。通常根据喷嘴喷淋特性 (如流量、喷淋形式或液滴尺寸) 来选择喷嘴, 同时还必须考虑耐腐蚀和防堵塞。浆液喷淋系统喷嘴国内采用较多的是螺旋型空心锥喷嘴, 这种喷嘴雾化效果最佳, 压降较低, 而且不易堵塞。其提供的喷雾区域呈同心轴状, 外环流量大, 液滴直径大, 内环空间充满大量细密雾滴, 有利于微小液滴卷入气流中, 增大了传质与化学反应面积。制造喷嘴的常用材料有各种合金、陶瓷。吸收塔内腐蚀严重, 因此喷嘴常采用碳化硅 (SiC) 陶瓷制造, 该陶瓷不仅耐腐蚀, 而且耐磨性较佳。

喷淋层管网的作用是浆液通过分布在喷淋管上的喷嘴喷出雾状液以吸收烟气中的 SO_2 。要求管内外均耐磨蚀, 管内同时要求耐浆液腐蚀, 管表面要求耐浆液冲刷。

喷淋层管网的设计应保证塔内喷出浆液在塔内截面分布均匀, 避免疏密不均。为保证浆液与烟气的接触充分, 一般喷淋层分成 3~5 层, 喷淋层间距通常为 1~2m, 一般为 1.7m。

喷淋覆盖率是指喷淋层覆盖的重叠度, 工程设计时通常要求塔内喷淋覆盖率为 200%~300%, 且覆盖比较均匀。进行喷淋层间距选择时还必须要考虑喷嘴液流与母管、支管和支撑的碰撞对覆盖率的影响。

3.5.2.4 除雾器

常用的除雾器有折流板除雾器、旋流板除雾器、丝网层雾沫分离器、旋风分离器等。

折流板除雾器利用水膜分离的原理实现气水分离。当带有液滴的烟气进入人字形板片构成的狭窄、曲折的通道时, 由于流线偏折产生离心力, 将液滴分离出来, 液滴撞击板片, 部分黏附在板片壁面上形成水膜, 缓慢下流, 汇集成较大的液滴落下, 从而实现气水分离。折流板除雾器具有结构简单、对中等尺寸和大尺寸雾滴的捕获效率高, 压降比较低、易于冲洗, 具有敞开式结构便于维修和费用较低等特点, 应用广泛。

除雾器安装方式以烟气流经除雾器截面方向确定, 有立式和卧式两种。一般立式安装方式用于逆流喷淋塔, 而卧式安装方式用于鼓泡塔或顺流喷淋塔。

3.5.2.5 氧化与搅拌

在石灰石湿法 FGD 工艺中有强制氧化和自然氧化之分, 其区别在于脱硫塔底部的持液槽中是否充入强制氧化空气。

强制氧化工艺中将氧化空气均匀地送入浆液池, 其产生的大气泡立即由搅拌器击碎, 产生大量小气泡, 与浆液接触面积相应增大, 增强氧化效果。同时运转时, 它可封住浆液侵入搅拌机的填料函及机壳内。这样, 可使减速机免受浆液的侵蚀。

为使浆液在浆液池内不致沉淀结垢, 保证浆液在浆液池内与空气中的氧气充分氧化, 浆液处于不停的流动状态, 浆液池下部设有搅拌器数台。如浆液面较高, 在浆液的中上部再设一层数台。搅拌器的设置要求定位精度较高。底部一层一般设在离底部 1.5~2.0m 之间。中心轴下倾 10° 左右, 与中心径向偏差 $5^\circ\sim 6^\circ$ 。

3.5.3 吸收剂制备供给系统

3.5.3.1 石灰石破碎系统

一般设两套石灰石破碎系统, 由卸料斗、振动给料机、除铁器、立轴破碎机、斗式提升机、埋刮板输送机和石灰石料仓、布袋除尘器组成。

3.5.3.2 石灰浆液制备系统

湿式石灰浆液制备系统是指湿式球磨磨机, 将一定比例的石灰石和过滤水加入湿磨内的滚筒内, 直接磨制出合格

的石灰石浆液。一般设置两套石灰石浆液制备系统，主要设备包括称重给料机，湿式球磨煤机，一、二级再循环箱，搅拌器，一、二级再循环泵，一、二级石灰石浆液旋流器，调节阀及相应的辅助设备组成。

干式石灰石浆液制备系统一般包括石灰石粉罐装车卸料管、粉仓、除尘器、给料机、粉仓振打装置、石灰石浆液罐、顶进式搅拌器、供浆泵、密度计、调节门等设备。

3.5.3.3 石灰石供浆系统

该系统由石灰石浆液输送泵、石灰石浆液箱、中继箱、密度计、调节门等设备组成。

3.5.4 石膏脱水系统

吸收塔浆液池内石膏浆液通过吸收塔石膏排出泵送至石膏脱水系统，经过石膏旋流器浓缩和真空皮带脱水机脱水后使石膏的品质满足综合利用的要求。

石膏水力旋流器的溢流一部分送到废水旋流器，其余大部分回到吸收塔；真空皮带过滤机的滤液经收集后，在FGD系统中循环使用；废水旋流器底流先进入滤液水箱，再返回吸收塔系统，溢流液被送至废水处理系统。

3.5.5 其他系统

3.5.5.1 工艺水系统

工艺水系统负责提供FGD足够的水量，补充系统运行期间水的散失，以保证FGD系统的正常功能。一般设置为

三台或两台工艺水泵（两用一备或一用一备）、一个工艺水箱。

3.5.5.2 事故浆液系统

事故浆液系统由事故浆罐、事故浆罐输送泵、吸收塔地坑、石灰石破碎车间地坑、石灰石磨制车间地坑、地坑泵以及浆液收集地沟组成。

3.5.5.3 废水排放和处理系统

废水处理工艺系统应根据废水水质、回用或排放水质要求、设备和药品供应条件等选择，宜采用中和沉淀、混凝澄清等去除水中重金属和悬浮物措施以及pH调整措施。

废水处理系统出力应考虑至少10%裕量，当预计锅炉除尘器性能长期运行后可能下降或者燃煤灰分变化较大时，脱硫废水系统出力的裕量还应加大。

3.6 腐蚀性环境及防腐措施

由于脱硫系统中存在多种多样的化学、高温和机械腐蚀物质，而且不同部位、不同区域所受的腐蚀程度不同，防腐问题直接影响工程造价、设备使用寿命及停运检修的难易程度。因此通过对系统腐蚀环境的介定与认识，对于防腐材料的选择、不同部件处采用何种最适宜的防腐方案很重要。表15.5-7所示为系统内不同部位的主要腐蚀性环境。

表 15.5-7 系统内不同部位的主要腐蚀性环境				
序号	位 置	腐 蚀 物	温 度 (℃)	备 注
1	原烟气侧至 GGH 热侧前（含升压风机）	高温烟气，内有 SO ₂ 、SO ₃ 、HCl、HF、NO _x ，烟尘、水汽等	120~150	一般来说，烟气温度高于酸露点，但 FGD 停运时烟气可能漏入，可适当考虑防腐
2	GGH 入口段、GGH 热侧	部分湿烟气，酸性洗涤物、腐蚀性的盐类（SO ₄ ²⁻ 、SO ₃ ²⁻ 、Cl ⁻ 、F ⁻ 等）	80~150	应考虑防腐
3	GGH 至吸收塔入口烟道	烟气内有 SO ₂ 、SO ₃ 、HCl、HF、NO _x ，烟尘、水汽等	80~100	烟气温度低于酸露点，有凝雾存在，应防腐
4	吸收塔入口干湿界面区域	喷淋液（石膏晶体颗粒、石灰石颗粒、SO ₄ ²⁻ 、SO ₃ ²⁻ 盐、Cl ⁻ 、F ⁻ 等），湿烟气	45~80	pH=4~6.2，会严重结露，洗涤液易富集、结垢，腐蚀条件恶劣
5	吸收塔浆液池内	大量的喷淋液（石膏晶体颗粒、石灰石颗粒、SO ₄ ²⁻ 、SO ₃ ²⁻ 盐、Cl ⁻ 、F ⁻ 等）	45~60	pH=4~6.2，有颗粒物的摩擦、冲刷
6	浆液池上部、喷淋层及支撑梁、除雾器区域	喷淋液（石膏晶体颗粒、石灰石颗粒、SO ₄ ²⁻ 、SO ₃ ²⁻ 盐、Cl ⁻ 、F ⁻ 等），过饱和湿烟气	45~55	pH=4~6.2，有颗粒物的摩擦、冲刷，温度低于酸露点
7	吸收塔出口到 GGH 前	饱和水汽，残余的 SO ₂ 、SO ₃ 、HCl、HF、NO _x ，携带的 SO ₄ ²⁻ 、SO ₃ ²⁻ 盐等	45~55	温度低于酸露点，会结露、结垢
8	GGH 冷侧	饱和水汽，残余的 SO ₂ 、SO ₃ 、HCl、HF、NO _x ，携带的 SO ₄ ²⁻ 、SO ₃ ²⁻ 盐等，热侧进入的飞灰	45~80	温度低于酸露点，会结露、结垢
9	GGH 出口至 FGD 出口挡板	水汽，残余的酸性物 SO ₂ 、SO ₃ 、HCl、HF 等	≥60	会结露、结垢
10	FGD 出口挡板至烟囱	水汽，残余的酸性物 SO ₂ 、SO ₃ 、HCl、HF 等	≥60~150	FGD 系统停运时会结露、结垢，停运时要承受高温烟气
11	烟囱	水汽、残余的酸性物	≥60~150	FGD 系统停运时会结露、结垢，停运时要承受高温烟气
12	循环泵及附属管道	喷淋液（石膏晶体颗粒、石灰石颗粒、SO ₄ ²⁻ 、SO ₃ ²⁻ 盐、Cl ⁻ 、F ⁻ 等）	45~55	有颗粒物的严重摩擦、冲刷
13	石灰石浆供给系统	CaCO ₃ 颗粒的悬浮液，工艺水中的 Cl ⁻ ，盐等，pH≈8	10~30	有颗粒物的严重摩擦、冲刷
14	石膏浆液处理系统	石膏浆液（石膏、石灰石颗粒、SO ₄ ²⁻ 、SO ₃ ²⁻ 、Cl ⁻ 、F ⁻ 等），pH<7	20~55	有颗粒物的严重摩擦、冲刷
15	其他如排污坑、地沟等	各种浆液，一般 pH<7	<55	需防腐
16	废水处理系统	浓缩的废水，Cl ⁻ 含量极高，可达 4×10 ⁻² （体积）	常温	需防腐

目前，在系统防腐中一般采用以下几种防腐材料：橡胶衬里，特别是软橡胶衬里；合成树脂涂层，特别是带玻璃鳞片的；不锈钢或镍合金衬里；玻璃钢。据有关资料介绍，涂层或玻璃钢约占 50%，不锈钢或镍合金约占 35%，橡胶衬里约占 15%。

虽然在脱硫过程中已经除去了大量的 SO₂，但脱硫后的烟气温度低、湿度大，烟气中单位体积的稀硫酸含量相应增加，脱硫后的烟气应视为“高”化学腐蚀等级及强腐蚀烟气等级，不论系统是否加装 GGH，都应对烟囱采取防腐措施。烟囱防腐是一个新课题，还没有一个十分完美的方案。目前国内脱硫烟囱的防腐设计还缺乏经验，采用可以维护检修的多管式烟囱较为安全可靠。根据国内外的经验，烟囱钢制内筒内衬防腐工艺主要有：

- (1) 采用耐酸腐蚀的金属合金薄板材作内衬，包括镍合金板 (C-276、C22)、钛板 (TiCr2) 等。
- (2) 采用耐腐蚀的轻质隔热制品粘贴，隔绝烟气和钢内筒接触，如发泡耐酸玻璃砖内衬。
- (3) 采用耐酸、耐热、隔热、保温材料，用浇注或压力喷浆技术安装内衬。
- (4) 采用玻璃鳞片、聚脲涂层等防酸蚀涂料。

3.7 脱硫石膏的综合利用问题

石灰石—石膏湿法 FGD 产生的副产品脱硫石膏量非常大，每吸收 1t SO₂ 可产生脱硫石膏 2.7t。我国脱硫石膏的年排放量早已已经超过了 100 万 t，并有逐年增长的趋势。如此大量的脱硫石膏，如果直接抛弃处理，不仅会造成二次污染问题，而且也会占用大量的土地。提高电厂及周边吸纳脱硫石膏的能力，可以减少因堆放石膏所消耗的资金、占用土地和环境污染，已经成为构建电厂循环经济链群的关键。因此，研究脱硫石膏的回收利用，使其产生效益，实现脱硫过程资源的最优化、最合理利用，是 FGD 领域的一个重要课题。我国应积极鼓励、加强脱硫副产品的资源化研究。目前国内外对 WFGD 脱硫石膏的综合利用和研究主要有：

- (1) 利用脱硫石膏生产建筑材料，如建筑石膏、高强石膏、粉刷石膏和其他建材制品。
- (2) 利用脱硫石膏生产水泥辅料。
- (3) 应用于农业生产上，如作为肥料和改造苏打盐碱地等。
- (4) 利用脱硫石膏生产路基填充材料。
- (5) 利用脱硫石膏充填尾砂结剂等。

3.8 工程实例

位于衡水市的西北方向的某电厂，第二期工程安装 2 台 300MW 机组，每台机组配备 1 台最大连续出力为 1025t/h 的锅炉，锅炉燃用的是山西阳泉无烟煤和晋中地区贫煤混煤。每台锅炉配一套石灰石—石膏湿式脱硫 FGD 装置。两套 FGD 装置分别于 2005 年 4 月 30 日与 8 月 5 日通过 168 试运投入正式使用。

3.8.1 基本设计参数

锅炉为北京巴威公司生产的亚临界参数自然循环汽包炉，采用一次中间再热、单炉膛、前后墙对冲火焰燃烧方式、平衡通风、固态排渣、露天布置、全钢架结构。采用膜式水冷壁，轻型炉墙敷有隔热材料。锅炉的设计和运行参数如下：

最大连续出力 (BMCR)	1025t/h
年利用小时 (总计)	7600h

平均每年启动次数：

冷态	7
温热态	34
热态	100
安装	露天布置
空气预热器出口烟气修正前温度	130℃
空气预热器出口烟气修正后温度	124.4℃
空气过剩系数 (空气预热器出口)	1.45

烟气参数见表 15.5-8 所示。

表 15.5-8 烟 气 参 数

项 目	单 位	数 值
烟气量 (标况下)	m ³ /h, 干态	1 291 484
烟气量 (标况下)	m ³ /h, 湿态	1 366 071
N ₂	vol% ^① , 干	80.26
CO ₂	vol% ^① , 干	14.53
H ₂ O	vol% ^① , 湿	5.46
O ₂	vol% ^① , 干	5.09
SO ₂	mg/m ³ , 标况下, 干态	3435
SO ₃	mg/m ³ , 标况下, 干态	34
HCl	mg/m ³ , 标况下, 干态	60
HF	mg/m ³ , 标况下, 干态	10
最大灰尘	mg/m ³ , 标况下, 干态	200
NO _x	mg/m ³ , 标况下, 干态	850

① vol% 为体积百分比。

3.8.2 系统运行情况

脱硫系统试运行期间旁路挡板全部关闭，机组负荷为 250~305MW，脱硫效率高于 95%，仪表、自动、保护投入率均为 100%，性能验收试验结果如表 15.5-9 所示。

表 15.5-9 系统性能验收试验结果

序号	名 称	单 位	100% 负荷
1	净烟气 SO ₂ 浓度	mg/m ³ ^①	118
2	净烟气粉尘浓度	mg/m ³ ^①	36.7
3	净烟气 HF 浓度	mg/m ³ ^①	2.29
4	净烟气 HCl 浓度	mg/m ³ ^①	4.91
5	烟囱入口烟气温度	℃	90.29
6	石膏纯度 (干)	% ^②	92.33
7	脱硫效率	%	96.22
8	除雾器出口雾滴含量	mg/m ³ ^①	69.81
9	石灰石消耗量 (干)	kg/h	7343
10	工艺水消耗量	m ³ /h	38.55
11	系统最大压力损失	Pa	2312
12	整套装置电耗	kWh	4274.47

① 表示标准状态，干态，6% O₂ 条件下。

② 质量分数。

从运行情况看，WFGD 系统可以适应在锅炉不投油下任何负荷的启动，且对锅炉炉膛负压基本无影响。在机组升降负荷过程中，脱硫系统可以自动适应负荷的变化，各项运行指标维持稳定。此外，脱硫系统对煤种的适应性强。在运行期间燃煤煤质的硫份变化很大，FGD 入口的烟气含硫浓度标准状况下在 3157~5100mg/m³ 之间变化，最高达到 5315mg/m³ 左右，此时系统各项运行指标维持稳定。运行

人员可以根据负荷及烟气含硫量的变化确定浆液循环泵的运行数量,以节约厂用电。

运行中发现,在脱硫系统入口二氧化硫浓度较高情况下(标准状况下最高 5315mg/m³),如果吸收塔的 pH 值不能维持在 5.4 左右,而处于 5.1 左右时,将严重影响 FGD 系统的脱硫效率(pH=5.06,脱硫率为 93.56%,二氧化硫排放浓度标准状况下为 341mg/m³),但只要 pH 值得到稳定并恢复到 5.12 以上,FGD 的脱硫效率和二氧化硫浓度将可保持在较好的范围内(pH=5.12,入口二氧化硫浓度标准状况下为 5314mg/m³,脱硫效率为 95.28%,二氧化硫排放浓度标准状况下为 248.4mg/m³)。为此,在保持 4 台浆液循环泵运行的情况下,吸收塔 pH 值保持在 5.4~5.6 的情况下,脱硫系统能够在较高入口二氧化硫浓度下(标准状况下为 6000mg/m³ 以下)保证系统的安全稳定运行,并能够保持较好的脱硫效率和较低的二氧化硫排放浓度。

3.9 运行中的主要问题与预防措施

腐蚀、磨损、结垢是运行中常见的问题。另外燃煤硫份的增加和石灰石品质的变差也常常给运行带来诸多的问题,如脱硫效率降低、石膏品质变差等。预防措施有:

(1) 这些问题应在设计阶段就加以考虑,如提高材料等级、选取足够的裕量、设计合理的浆液流速和浆液密度、设计高效的冲洗吹扫等。

(2) 可以加强进厂石灰石和燃煤的控制,必要时可采取高低燃煤掺混。

(3) 加强运行调整,根据石灰石、燃煤和负荷的情况及时调整 pH 值、浆液密度、液位、氧化风量的。

(4) 加强对 GGH 和浆液管道的吹扫和冲洗频率等。

(5) 加强检修维护工作,及时处理缺陷,提高设备可靠性。

4 火电厂其他湿法 FGD 技术

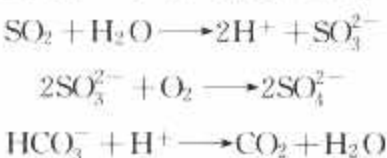
4.1 海水 FGD 技术

海水中含有大量 Ca、Mg、K、Na 等碱金属元素,一般含盐 3.5%,主要含有碳酸氢盐、碳酸盐、硫酸盐、磷酸盐、砷酸盐和硫化物等。其中碳酸盐占海水盐分的 0.34%,硫酸盐占 10.8%,氯化物占 88.5%,其他盐分占 0.36%。海水 pH 值为 7.5~8.3,自然碱度约为 1.2~2.5mmol/L。

4.1.1 基本原理与工艺流程

海水脱硫工艺是利用海水的碱度达到脱除烟气中二氧化硫的脱硫方法。在吸收塔内对烟气进行逆向喷淋洗涤,烟气中的 SO₂ 被海水吸收成为液态 SO₂,液态的 SO₂ 在洗涤液中发生水解和氧化作用,洗涤液被引入曝气池,用增大 pH 的方法抑制 SO₂ 气体的溢出,鼓入空气,使曝气池中的水溶性 SO₂ 被氧化成为 SO₄²⁻。

由于 H₂SO₃ 具有还原性,使海水中化学耗氧量增加,导致海水中的溶解氧减少,不利于海生生物的生长。因此,在吸收液排入海中之前,必须将 SO₃²⁻ 氧化,其氧化生成 SO₄²⁻ 后,海水直接排入海中。其化学反应式如下



可以看出,由于氢离子浓度增加,海水 pH 值降低,使海水变为酸性水。但由于海水中有大量碳酸根离子,与 H⁺

反应生成 CO₂ 和 H₂O,因而阻止和抵消了上述的酸化作用,使 pH 值恢复正常,有利于海水对 SO₂ 的继续吸收,洗涤后流入海中。生成物 CO₂ 的一部分溶于水,其余的随气体进入大气,使反应向右进行,促进了 SO₂ 的吸收。整个脱硫过程中要消耗一定的氧气,由于氧气是海洋生物生存所必需。因此海水处理厂要将空气输入海水中,以保证海水含氧量维持正常。

工艺流程见图 15.5-11。烟气先经除尘处理,然后进入 SO₂ 吸收塔底部,与自上而下的海水(电厂凝汽器排水)相向流过,使之充分接触混合,一次循环。由吸收塔出来的洁净烟气通过塔顶除雾器。洗涤后烟温约 52~55℃,故需再经加热,以防止腐蚀和保证足够的烟气抬升高度(若处理烟量为锅炉排烟的一部分,则烟温较高,可以不加热)。吸收 SO₂ 后的海水靠重力流入海水处理厂(曝气池),与其余的海水(仍为电厂温排水)混合并鼓风通入适量空气,使 SO₃²⁻ 氧化成 SO₄²⁻,同时将 pH 值恢复海水正常水平(约 6.5~6.8)后排入大海。

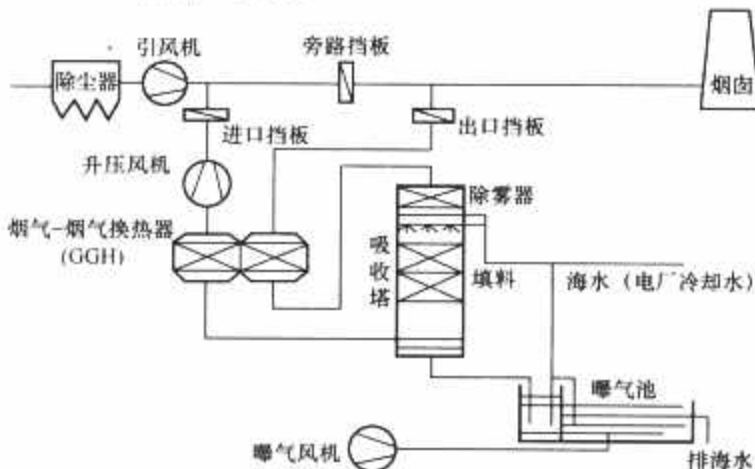


图 15.5-11 海水脱硫技术的工艺流程图

选择海水脱硫工艺应有一定限制条件,也就是海水脱硫工艺的适用范围。这些条件是:

(1) 有足够条件的海水资源。海水有足够的碱度,同时电厂应处于海流易于流动的地段。

(2) 低的燃料含硫量。燃料含硫量应控制在 1% 左右为宜。

(3) 燃料中重金属元素含量低,除尘器效率高。

(4) 避免在海洋生态保护区和鱼类保护区选用海水脱硫工艺。

4.1.2 基本工艺参数

以福建漳州后石电厂为例,海水脱硫设计参数见表 15.5-10。

表 15.5-10 海水脱硫设计参数

序号	项 目	数值
1	处理烟量(标况下) (m³/h,湿态)	1 915 900
2	进口 SO ₂ 浓度(6%O ₂ ,干态) (mg/m³)	820×10 ⁻⁶
3	进口烟气温 (℃)	131
4	进口烟尘浓度 (6%O ₂ ,标况下,干态) (mg/m³)	32
5	出口烟气温 (℃)	40

续表

序号	项 目	数值
6	脱硫效率 (%)	>90 (≥95.1)
7	除尘效率	≥25%
8	入口海水 pH 值	7.98~8.23
9	入口海水悬浮物含量 SS (mg/L)	13.0~24.0
10	入口海水化学耗氧量 COD _{Mn} (mg/L)	<1.0
11	排放海水 pH 值	>6
12	排放海水悬浮物含量 SS (mg/L)	13.2~24.2
13	排放海水化学耗氧量 COD _{Mn} (mg/L)	<5.0
14	排放海水温度 (℃)	39
15	用电量 (kWh)	1021(2526)
16	工业用水量 (m ³ /h)	52.8(59.1)
17	脱硫海水用量 (t/h)	39000
18	仪用空气(标况下) (m ³ /h)	9.0 最大 [0.6m ³ /min (标况下)]
19	NaOH 用量 (kg/h)	0(1880)
20	年运行小时数	6123

注 括号中数据为加 NaOH 时的值。

4.1.3 关键子系统及设备

海水脱硫系统可以分为烟气系统、SO₂ 吸收系统、海水供排水系统和海水恢复系统、电气及控制系统等。

4.1.3.1 烟气系统

锅炉烟气从引风机出口通过烟道直接进入脱硫系统，不设旁路烟道。烟气首先进入预冷却器内，预冷却器作用为冷却进入吸收塔的烟气温度，使之低于 100℃。冷却后的烟气自下而上流经脱硫吸收塔和除雾器，脱硫后的烟气不进行再加热，通过烟道直接进入烟囱排入大气。

4.1.3.2 SO₂ 吸收系统

吸收塔设计为喷淋塔。吸收塔内部的海水喷淋采用喷淋管喷淋，吸收塔上部安装有除雾器，每台除雾器均配有工业水清洗装置。

4.1.3.3 海水供排水系统

脱硫用海水取自凝汽器出口的虹吸井，虹吸井附近设两台脱硫海水升压泵，脱硫海水泵是脱硫供水系统的关键设备。海水通过紧贴虹吸井的吸水池，经海水升压泵通过海水分配管上下两路进入吸收塔。脱硫后的海水由地下暗沟排入氧化槽中。

4.1.3.4 海水恢复系统

海水恢复系统由氧化槽和曝气系统组成。氧化槽分为混合池、曝气池和排水池，来自虹吸井的海水与脱硫后的海水在混合池内进行组合，然后进入曝气池，曝气风机将空气通过曝气池底部的空气分配管及喷嘴鼓入曝气池，细碎的气泡使曝气池内海水的溶解氧达到饱和，并将亚硫酸盐氧化成硫酸盐，同时通过曝气使海水中碳酸根离子中和氢离子并释放出二氧化碳，海水达标后通过排水沟排放入海。曝气系统主要由曝气风机、空气分配管和喷嘴组成。

4.1.3.5 仪表与控制

(1) 数据采集。连续采集 FGD 进出口烟气的 SO₂、O₂ 浓度，温度，曝气池排水的 pH 值、COD（化学耗氧量）及水温等。

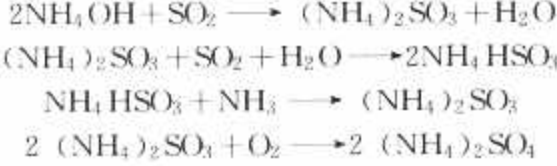
(2) 控制。对烟气旁路挡板的前后压差进行闭环控制，其他设备采用顺序控制。

4.2 氨法脱硫技术

氨是一种良好的碱性吸收剂，其碱性强于钙基吸收剂。用氨吸收烟气中的 SO₂ 是气—液或气—气反应，反应速率快、反应完全，吸收剂利用率高，设备体积小、能耗低。另外，其脱硫副产品硫酸铵在某些特定地区是一种农用肥料。

氨法的基本原理有两种。一种是采用氨水作为脱硫吸收剂，与进入吸收塔的烟气接触混合，烟气中 SO₂ 与氨水反应，生成亚硫酸铵，经与鼓入的强制氧化空气进行氧化反应，生成硫酸铵溶液，经结晶、离心机脱水、干燥器干燥后即制得化学肥料硫酸铵；另一种就是用于自由基脱硫脱硝中，烟气经过放电区经电晕激活，产生大量活性很高的自由基，此时氨水进入烟气与烟气反应，能同时脱硫脱硝。应用比较广泛的主要是湿式氨法工艺。

氨水脱硫过程中主要的反应如下



该工艺的工艺流程简图见图 15.5-12。除尘后的烟气从电厂锅炉后引出，经换热器后，进入冷却装置高压喷淋水雾降温、除尘（去除残存的烟尘），冷却到接近饱和露点温度的洁净烟气再进入到吸收洗涤塔中。吸收塔内布置有两段吸收洗涤层，使洗涤液和烟气得以充分的温和接触，脱硫后的烟气经塔内的湿式电除尘和除雾后，再进入换热器升温，达到排放标准后经烟囱排入大气。脱硫后含有硫酸铵的洗涤液经结晶系统形成副产品硫酸铵。整个脱硫反应在结构紧凑的吸收塔内进行，反应生成的 (NH₄)₂SO₃，经氧化最后形成

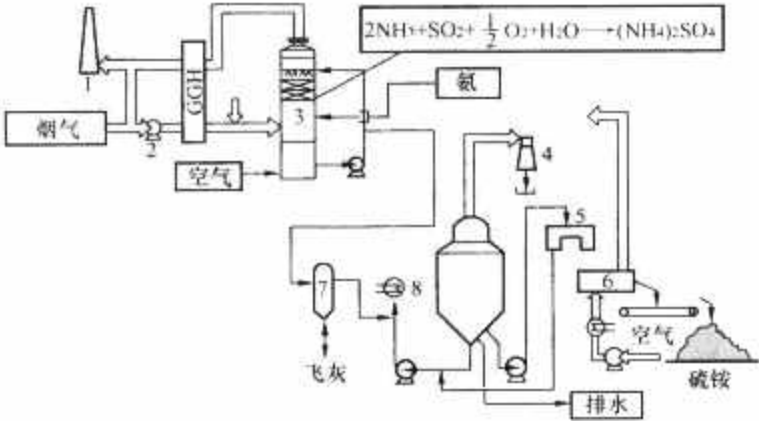


图 15.5-12 湿式氨法脱硫流程图

1—烟囱；2—升压风机；3—吸收塔；4—喷射器；5—脱水机；6—干燥机；7—过滤器；8—硫酸铵结晶器

脱硫副产品硫酸铵 $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$ 。

华东理工大学研究开发了一种新的氨法，称为 NADS—氨肥法，工艺流程图见图 15.5-13。

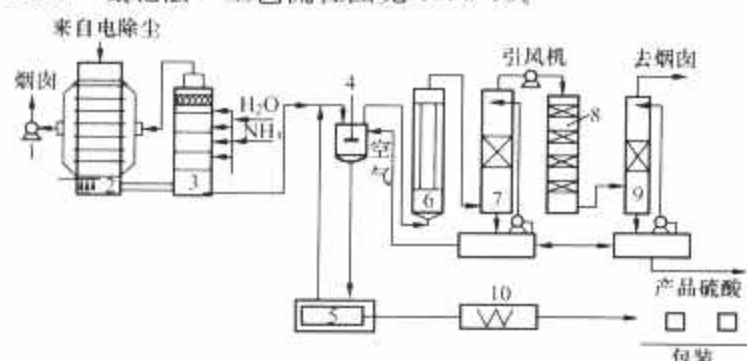


图 15.5-13 NADS 工艺流程图

- 1—引风机；2 再热冷却塔；3—吸收塔；4—中和釜；
5—硫铵分离；6 冷凝器；7—干燥塔；8—SO₂ 转化器；
9—吸收塔；10—硫铵干燥器。

4.3 双碱法 FGD 技术

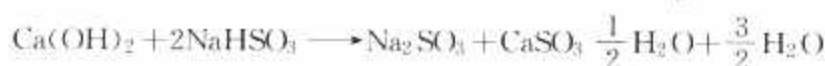
双碱法 FGD 工艺，实际上是为了克服石灰石/石灰法容易结垢的缺点，并进一步提高脱硫效率而发展起来的。先用碱金属盐类例如钠盐的水溶液（NaOH 与 Na₂CO₃ 按一定配比混合成水溶液）吸收 SO₂。然后在另一石灰反应器中用石灰或石灰石将吸收了 SO₂ 的吸收液再生，再生后的吸收液返回吸收塔再用，最终产物以亚硫酸钙和石膏形式析出。

主要的化学反应如下所示：

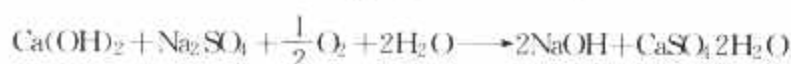
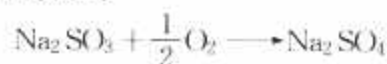
吸收塔内吸收 SO₂ 反应



吸收了 SO₂ 的吸收液送到石灰反应器，进行吸收液的再生和固体副产品的析出



再生的 NaOH 和 Na₂SO₃ 等脱硫剂可循环使用，实际消耗的是廉价的 Ca(OH)₂。由于存在着一定的氧气，因此同时发生了下面副反应



双碱法的工艺流程如图 15.5-14 所示。

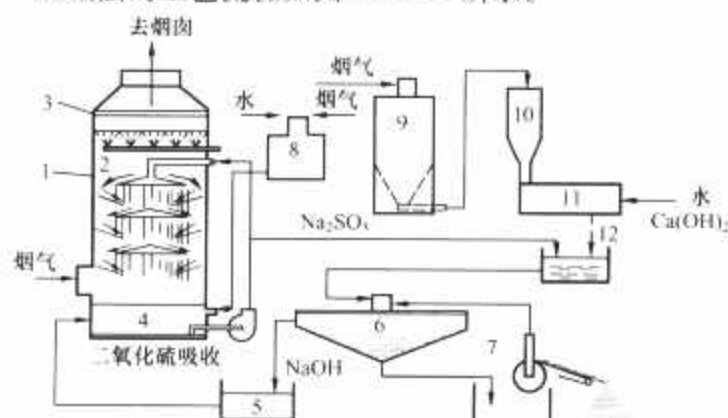


图 15.5-14 双碱法的工艺流程图

- 1—吸收塔；2—喷淋装置；3—除雾装置；4—瀑布幕；5 缓冲箱；6—浓缩器；7—过滤器；8—Na₂CO₃ 吸收液；9—石灰仓；10—中间仓；11 熟化器；12—石灰反应器

4.4 镁法 FGD 技术

氧化镁法在美国的 FGD 系统中是较常用的一种方法，目

前美国已有多套 MgO 装置在电厂运转。工艺流程见图 15.5-15。

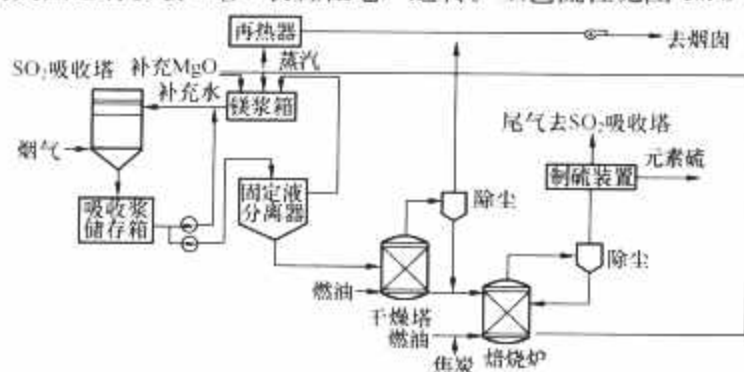
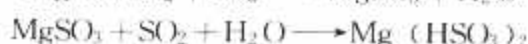


图 15.5-15 氧化镁法 FGD 工艺流程图

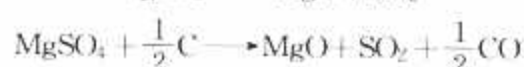
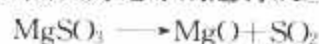
烟气经过预处理后进入吸收塔，在塔内 SO₂ 与制备好的吸收液 Mg(OH)₂ 和 MgSO₃ 反应



其中 Mg(HSO₃)₂ 还可以与 Mg(OH)₂ 反应



在生产中常有少量 MgSO₃ 被氧化成 MgSO₄，MgSO₃ 与 MgSO₄ 沉降下来时都呈水合结晶态，它们的晶体大而且容易分离，分离后再送入干燥器制取干燥的 MgSO₃/MgSO₄，以便输送到再生工段。在再生工段，MgSO₃ 在煅烧中经高温分解，MgSO₄ 则以焦炭为还原剂进行反应



从煅烧炉出来的 SO₂ 气体经除尘后送往制硫或制酸，再生的 MgO 与新增加的 MgO 一道，经加水熟化成 Mg(OH)₂，循环送至吸收塔。

氢氧化镁法是以氢氧化镁为碱性吸收剂除去 SO₂，并以空气氧化生成无害硫酸镁水溶液排放的技术，工艺流程见图 15.5-16。

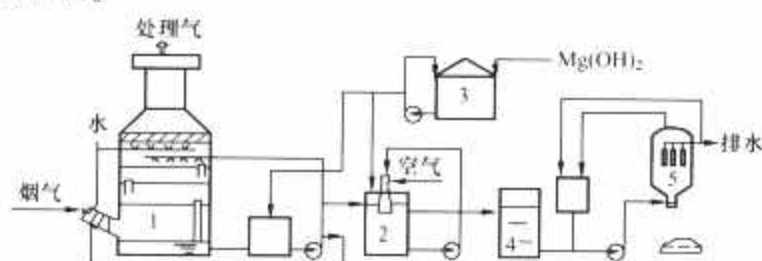


图 15.5-16 氢氧化镁法 FGD 工艺流程图

- 1—脱硫塔；2—氧化塔；3 氢氧化镁储槽；
4—原液槽；5—过滤机

5 烟气同时脱硫脱硝技术

为了降低烟气净化的费用，适应现有电厂的需要，开发联合脱除多种污染物的新技术、新设备已成为烟气净化技术（简称 FGC）发展的总趋势。

同时脱除 SO₂/NO_x 的新工艺大都处于研究开发阶段，都是以寻求比 FGD 工艺和烟气脱硝工艺分开治理有更高的经济效率为目标，商业化应用的很少。

工业化 SO₂/NO_x 联合脱除工艺一般是采用高性能脱硫系统脱除 SO₂ 和选择性催化还原烟气脱硝工艺（简称 SCR）脱除 NO_x 的组合工艺，各自独立工作。这类工艺主要有活性炭吸附法、CuO 法、NO_x/SO₂ 工艺、WSA-SNOX 工艺、DESONOX 工艺、SNRB 工艺、电子束法、脉冲电晕法等。

5.1 固相吸收/再生 FGD 脱硝技术

固相吸收/再生 FGD 脱硝技术是采用固体吸收剂或催化

剂,与烟气中的 SO_2 和 NO_x 吸收或反应,然后在再生器中硫或氮从吸收剂中释放出来,吸收剂可重新循环使用,回收的硫可进一步处理得到元素硫或硫酸等副产物;氮组分通过喷射氨或再循环至锅炉分解为 N_2 和水。

5.1.1 活性炭吸收脱硫脱硝工艺

该工艺主要由吸附、解吸和硫回收三部分组成。烟气进入含有活性炭的移动床吸收塔,通常从空气预热器中出来的烟气温度的在 $120\sim 160^\circ\text{C}$ 之间。图 15.5-17 所示为流化床活性炭烟气同时脱硫脱硝工艺。吸收塔由两段组成,活性炭在垂直吸收塔内由重力从第二段的顶部下降至第一段的底部。烟气水平通过吸收塔的第一段,在此 SO_2 被脱除,烟气进入第二段后,在此通过喷入氨除去 NO_x 。

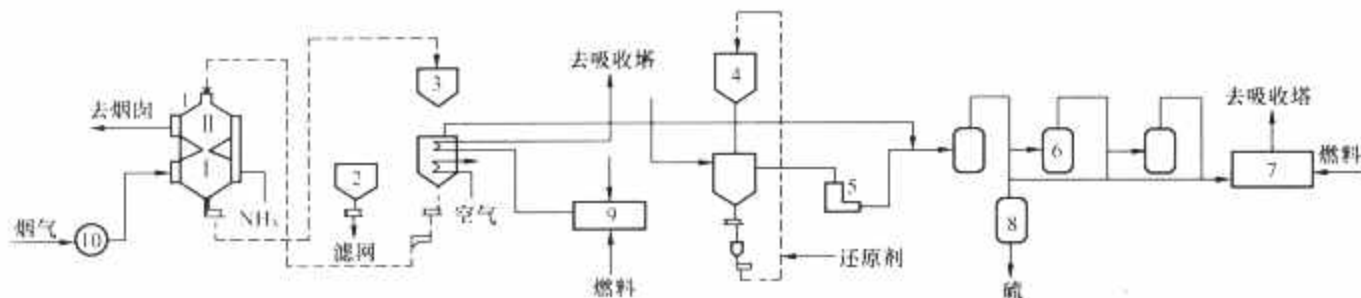


图 15.5-17 流化床活性炭烟气同时脱硫脱硝工艺流程图

1—吸收塔; 2—活性炭仓; 3—解吸塔; 4—还原反应器; 5—烟气清洁器; 6—Claus 装置; 7—煅烧装置;
8—硫冷凝器; 9—炉膛; 10—风机

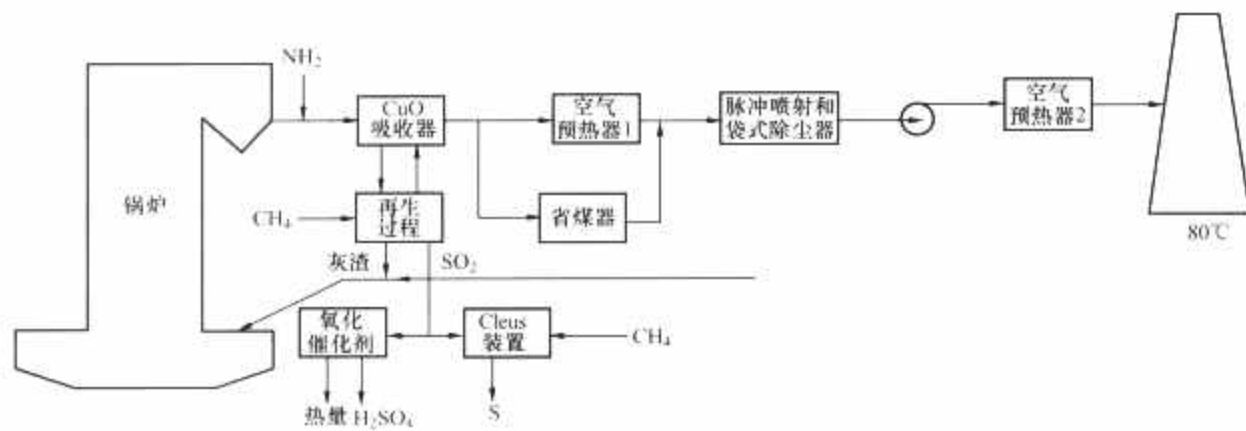


图 15.5-18 CuO 同时脱硫脱硝工艺流程图

5.1.3 NO_x/SO_2 工艺

NO_x/SO_2 处理法是一种干式、可再生系统,它可脱除燃用中、高硫煤锅炉烟气中的 SO_2 和 NO_x 。工艺流程如图 15.5-19 所示。

通过蒸发直接喷入烟道的水雾来冷却烟气,冷却后的烟

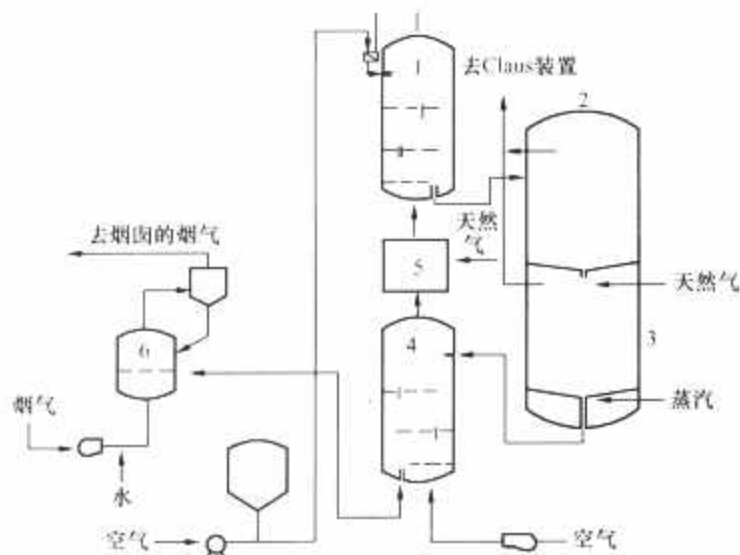


图 15.5-19 NO_x/SO_2 工艺流程图

1—吸收剂加热器; 2—再生器; 3—蒸汽处理器;
4—吸收剂冷却器; 5—空气加热器; 6—吸收塔

5.1.2 CuO 同时脱硫脱硝工艺

CuO 作为活性组分同时脱除烟气中的 SO_2 和 NO_x 已得到较深入地研究,其中以 $\text{CuO}/\text{Al}_2\text{O}_3$ 和 CuO/SiO_2 为主。 CuO 含量通常占 $4\%\sim 6\%$,在 $300\sim 450^\circ\text{C}$ 的温度范围内,与烟气中的 SO_2 发生反应,形成的 CuSO_4 和 CuO 对 SCR 法还原 NO_x 有很高的催化活性。吸收饱和的 CuSO_4 被送去再生,再生过程一般用 CH_4 气体对 CuSO_4 进行还原,释放出的 SO_2 可制酸,还原得到的金属铜或 Cu_2S 再用烟气或空气氧化,生成的 CuO 又重新用于吸收还原过程,如图 15.5-18 所示。该工艺能达到 90% 以上 SO_2 脱除率和 $75\%\sim 80\%$ 的 NO_x 脱除率。

气进入两平行的流化床吸收塔,在此 SO_2 和 NO_x 同时被吸收剂脱除。吸收剂由高比表面积的浸透了碳酸钠的氧化铝颗粒组成。净化后的烟气排入烟囱,用过的吸收剂送至有三段流化床的吸收剂加热器,在 600°C 的加热过程中, NO_x 被解吸并部分分解。含有解吸的热空气再循环至锅炉,通过与燃烧室内的还原气体的自由基反应, NO_x 被解吸并部分分解。含有解吸的热空气再循环至锅炉,通过与燃烧室内的还原气体的自由基反应, NO_x 转化为 N_2 ,并释放出 CO_2 或 H_2O 。从移动床再生器的吸收剂中和回收硫,吸收剂上的硫化物(主要是硫酸钠)与天然气在高温反应后生成高浓度 SO_2 和 H_2S 。约 20% 的硫酸钠还原为硫化钠,硫化钠接着在蒸气处理容器中水解。来自再生器和水蒸气处理器的气态物在 Claus 装置中加工以产生元素硫。吸收剂在冷却塔中被冷却,然后再循环至吸收塔。 NO_x/SO_2 工艺可达到 97% 的脱硫率和 70% 的脱硝率。

5.2 气/固催化同时脱硫脱硝技术

5.2.1 WSA-SNOX 工艺

WSA-SNOX 工艺用了两种催化剂,用 SCR 脱除 NO_x ,然后将 SO_2 催化氧化成 SO_3 ,冷凝 SO_3 作为硫酸出售。烟气中约 85% 的 SO_2 和 NO_2 被脱除,该工艺无废水和废渣产生,除用氨脱除 NO_x 外,不消耗任何化学药剂。

图 15.5-20 所示为丹麦 NEFO 电厂的 WSA-SNOX 工艺的流程。离开空气预热器的烟气在一个特制的控制装置中处理，并通过气—气换热器的冷侧，可将烟气温度的升高到 370℃ 以上。氨和空气混合后 SCR 之前加入到烟气中，进入 SCR 后 NO_x 将还原为 N_2 和水。烟气离开 SCR 后，对温度略加调节，再接入 SO_2 转换器，在此将 SO_2 氧化成 SO_3 。 SO_3 气体通过气—气换热器的热侧，与进口处被加热的烟气进行热交换而被冷却下来；烟气然后进入一个瀑布膜冷凝器，将出来的气相冷凝到一个硼硅酸盐玻璃管中被收集、冷却和储存。被冷凝的空气离开该冷凝器，温度在 200℃ 以上，从空气预热器得到更多的热以后用作炉膛燃烧空气。

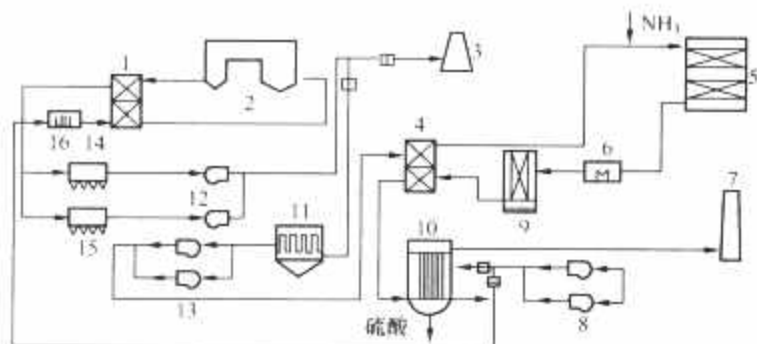


图 15.5-20 丹麦 NEFO 电厂的 WSA-SNOX 工艺流程图

- 1—现有的空气预热器；2—锅炉；3—现有烟囱；
4—气—气预热器；5—SCR 反应器；6—蒸汽—气
预热器；7—SNOX 烟囱；8—现有空气鼓风机；
9— SO_2 转换器；10—WSA 冷凝器；11—袋式
除尘器；12—现有引风机；13—烟气鼓风机；
14、15—现有的 ESP；16—冷却器

5.2.2 DESONOX 工艺

DESONOX 工艺如图 15.5-21 所示。烟气离开高温的 ESP 与 NH_3 混合进入反应器，在此 NO_x 被催化还原，随后 SO_2 氧化为 SO_3 ， SO_3 氧化后，气体冷却下来，冷凝为硫酸。

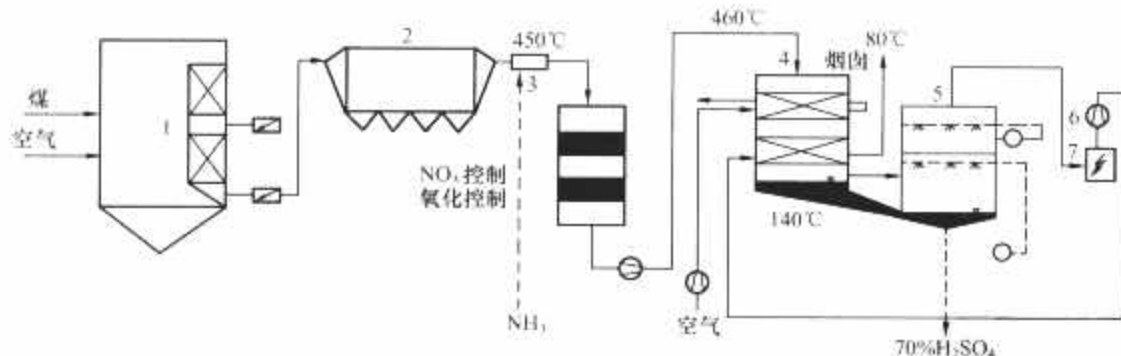


图 15.5-21 Munster 电厂 3 号锅炉的 DESONOX 工艺流程图

- 1—锅炉；2—除尘器；3—催化剂；4—热交换器；5—冷凝塔；6—引风机；7—除雾器

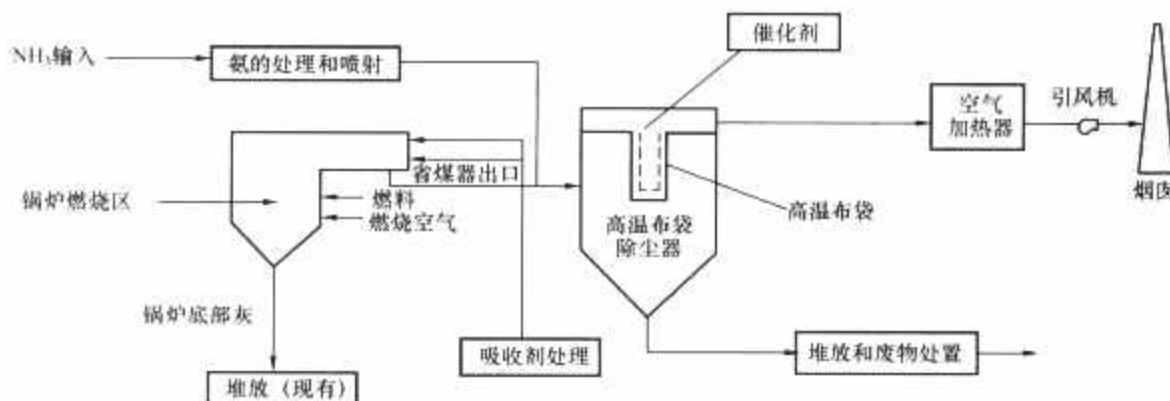


图 15.5-22 SNRB 工艺流程图

5.2.3 SNRB 工艺

SNRB 技术把所有的 SO_2 、 NO_x 和颗粒的处理都集中在一个设备中，即一个高温的集尘室中。其原理是在省煤器后喷入钙基吸收剂脱除 SO_2 ，在布袋除尘器的滤袋中悬浮有 SCR 催化剂并在气体进布袋除尘器前喷入 NH_3 以去除 NO_x ，布袋除尘器位于省煤器和换热器之间以保证反应温度。工艺流程如图 15.5-22 所示。

5.3 高能电子活化氧化法

利用高能电子撞击烟气中的 H_2O 、 O_2 等分子，产生 O 、 OH 、 O_3 等氧化性很强的自由基，将 SO_2 氧化成 SO_3 ， SO_3 与 H_2O 生成 H_2SO_4 ，同时也可将 NO 氧化成 NO_2 ， NO_2 与 H_2O 生成 HNO_3 ，生成的酸与喷入的 NH_3 反应生成硫酸铵和硝酸铵化肥。

5.3.1 电子束照射 FGD 技术

电子束脱硫是一种脱硫新工艺，技术特点是：干法处理过程，不产生废水废渣；能同时脱硫脱硝，并可达 90% 以上的脱硫率和 80% 以上的脱硝率；系统简单，操作方便，过程易于控制；对于不同含硫量的烟气和烟气量的变化有较好的适应性和符合跟踪性；副产品为硫酸铵和硝酸铵混合物，可用作化肥。

工艺流程见图 15.5-23。燃煤锅炉排出的烟气经除尘后，进入冷却塔，在塔中由喷雾水冷却到 65~70℃。在烟气进入反应器之前，注入接近化学计量的氨气，受高能电子束照射，烟气中的 N_2 、 O_2 和水蒸气等发生辐射反应，生成大量的离子、自由基、原子、电子和各种激发态的原子、分子等活性物质，它们将烟气中的 SO_2 和 NO_x 氧化为 SO_3 和 NO_2 。这些高价的硫氧化物和氮氧化物与水蒸气反应生成雾状的硫酸和硝酸，这些酸再与事先注入反应器的氨反应，生成硫酸铵和硝酸铵。最后用静电除尘器收集气溶胶形式的硫酸铵和硝酸铵，净化后的烟气经烟囱排放。副产品经造粒处理后可作化肥销售。

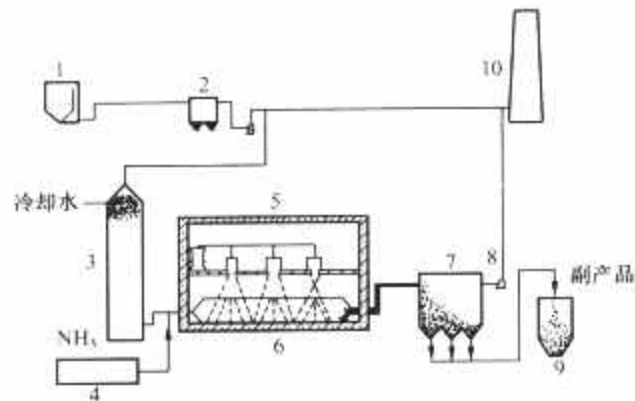


图 15.5-23 电子束 FGD 脱硝工艺流程图
1—锅炉；2、7—静电除尘器；3—冷却塔；
4—氨储罐；5—电子加速器；6—反应器；
8—引风机；9—副产品储罐；10—烟囱

5.3.2 脉冲电晕法

脉冲电晕法是一种高能物理方法，利用高压电亚脉冲在烟气中电晕放电过程产生的高能电子，将烟气中的 H₂O、O₂、N₂ 等分子激活、裂解、电离，产生的 OH、O 等活性

粒子和自由基引发化学反应，把气态 SO₂、NO_x 氧化，然后形成硫酸和硝酸。在有氨或其他中和物注入情况下生成硫酸盐和硝酸盐，再由收集器收集，因而实现了烟气的脱硫脱硝。

第6章 火电厂烟气脱硝技术

1 煤燃烧过程中 NO_x 的生成与控制

1.1 NO_x 的生成和还原

燃用化石燃料的燃烧过程产生的氮氧化物主要包括 NO 、 NO_2 和 N_2O 等, 统称为 NO_x 。 NO_x 排放会造成环境污染、导致酸雨, 形成地面层臭氧 [排放到大气中的 NO_x 与挥发性有机化合物 (VOC) 在阳光与热的作用下反应形成地面层臭氧。地面层臭氧是对人类健康与环境有害的一种空气污染物, 是光化学烟雾污染的主要成分], 导致光化学烟雾, 危害人体健康与环境。

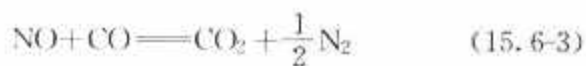
燃煤电站锅炉燃烧生成的 NO_x 中, NO 约占 95%, NO_2 则相对较少, 约占 NO_x 生成总量的 5%, N_2O 基本可以忽略。 NO_x 的生成途径主要为热力 NO_x 、快速 NO_x 和燃料 NO_x 。热力 NO_x 由供燃烧用空气中的氮气在高温下氧化生成, 其生成速率强烈依赖于反应温度, 两者呈指数关系, 在 1800K 以下, 热力 NO_x 的生成量很少。快速 NO_x 由燃料产生的 CH 基团与氮气分子在富氧条件下发生快速反应生成, 在不含氮的碳氢燃料燃烧时, 才作为重点考虑, 其量远小于热力 NO_x 和燃料 NO_x 。燃料氮, 是煤在燃烧过程中最重要的 NO_x 来源。燃料 NO_x 比热力 NO_x 更容易形成, 因为燃料中的氮通常以 N—H 和 N—C 键形式存在, 其键能小于氮气分子中 $\text{N}=\text{N}$ 键能。当燃料氮质量分数超过 0.1% 时, 燃料氮转化的 NO_x 量就占主要地位, 煤燃烧时约有 75%~90% NO_x 来源于燃料氮。

研究表明, 焦炭、CO 以及烃基都是有效的 NO_x 还原剂, NH_3 和氢气也能与 NO 发生反应。通过对燃烧器内部和烟道中的烟气分析表明: 从燃烧器底部向上, NO 浓度趋于减小, 烟道气中 NO 浓度更小。 NO 和焦炭的反应可以经过以下两种途径进行

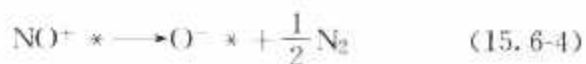


温度低于 953K 时, 式 (15.6-1) 为主要反应; 温度高于 953K 时, 式 (15.6-2) 逐步成为主要反应。

CO 对 NO 也有还原作用, 通过如下的反应途径还原 NO



该反应可能包含以下两个反应



式中: * 表示活化反应表面, 如焦炭、石英 (流化床中) 等颗粒表面。CO 对 NO 的还原反应得以进行的一个先决条件是 CO 的浓度必须足够高, 需要 CO 浓度大于 1%, 如此高的 CO 浓度通常只在很强的还原性气氛下出现, 或在局部混合不良区域。

当采用燃料分级 (再燃烧) 技术时, 即以燃料作为还原

剂来还原燃烧产物中的 NO_x 时, NO 和烃基之间的反应成为 NO_x 的主要还原机理。

因此, 可以得出降低 NO_x 排放的指导性原则:

(1) 降低火焰最高温度, 增大吸热和 (或) 采用烟气再循环。

(2) 利用烟气或水蒸气与气体燃料混合以降低反应物浓度, 采用烟气再循环与燃烧空气混合。

(3) 燃烧空气分级, 形成富燃—贫燃顺序, 使燃料氮向氮气转化。

(4) 燃料分级, 使前期火焰中形成的 NO_x 被烃基还原 (再燃)。

1.2 各种燃烧参数对 NO_x 排放的影响

燃煤电站锅炉燃烧生成的 NO_x 与锅炉燃煤特性及燃烧工况密切相关, 因此, NO_x 排放并不能像根据煤中硫含量那样来预测其排放量, 它不能简单地根据煤中氮含量来预测, 因为不同煤种、不同燃烧系统会产生不同的 NO_x 排放。

由于 NO_x 生成和破坏机理的复杂性, 影响 NO_x 排放的燃烧参数多且复杂, 概括起来有以下一些主要因素:

- (1) 煤质因素。
- (2) 化学当量和停留时间。
- (3) 温度。
- (4) 水分和灰分。
- (5) 空气动力场和火焰种类。
- (6) 粒径。
- (7) 混煤。
- (8) 燃烧器 (室) 尺度等。

在没有分级燃烧的条件下, 燃烧放出的 NO_x 与煤种挥发分以及含氮量之间的关系很清晰, 挥发分和含氮量越高, NO_x 排放浓度越高。但采用分级燃烧后, 这种关系趋于不明确。由于挥发分 NO_x 可以通过分级燃烧得到控制, 而焦炭 NO_x 不易通过燃烧手段控制, 因此在分级燃烧条件下, 挥发分高的煤种的 NO_x 排放浓度的降低值正比于挥发分含量。同时煤灰分中的某些金属氧化物由于具有催化剂作用也对 NO_x 排放产生影响。含氮量对 NO_x 排放的影响只有很粗略的趋势, 高的含氮量导致高的 NO_x 排放, 但数据很分散。

导致烟煤低 NO_x 排放的最佳化学当量为过量空气系数为 0.7 左右。高的氧气浓度使 HCN 氧化成为 NO_x 的产量增加。 NO_x 的异相还原也是一个重要因素, 尽管这是一个慢反应, 但富燃区域往往存在颗粒直径很小的碳黑, 能在一定程度上还原 NO_x , 由于碳黑出现的区域与高 NO_x 区域往往不同, 因此碳黑的还原作用可能有限。CO 对 NO_x 的异相还原也有促进作用。对无烟煤进行的分级燃烧试验则表明, 在低一级燃烧停留时间为 1s 时, 过量空气系数达到 0.45 时 NO_x 才下降。试验表明在低过量空气系数的一级燃烧区, 停留时间越长越有利于降低 NO_x 排放。

温度影响挥发分的产量, 温度高挥发分量多, 在分级燃烧下有利于控制 NO_x 排放, 非分级燃烧下导致燃料 NO_x 产量升高。温度高于 1000℃ 时焦炭 NO_x 的生成几乎不受温度

影响。诸因素相互作用的结果是：温度对燃料 NO_x 的影响取决于煤种、化学当量比和富燃区停留时间，温度升高可能会导致燃料 NO_x 产量升高，也有可能降低燃料 NO_x 产量。热力 NO_x 均随温度升高而增加，而且增加迅速，因此高温下再升高温度会导致总的 NO_x 产量提高。

水分可以导致燃烧温度降低而降低热力 NO_x 排放，挥发分析出减慢，燃料 NO_x 产量有所增加，但总的来说水分对 NO_x 排放的影响较小。在普通和分级燃烧条件下，随灰分增加，炉膛出口 NO_x 浓度和未燃尽碳都增加。随灰分增加，由分级燃烧带来的 NO_x 降低效果减弱，但飞灰含碳量增加明显。

空气动力场对 NO_x 的生成影响很大，当煤在富燃状况下热解，随后空气逐步混入火焰动力结构可获得低的 NO_x 排放。回流区对 NO_x 排放也很重要，回流区可强化煤粉着火，燃烧器出口附近煤粉火焰的迅速点燃对降低 NO_x 排放具有重要意义。在富燃气氛下进行燃料热解的火焰最有利于降低 NO_x 排放，故二次燃烧空气需在挥发分析出后分级混入。分级送风同时降低了燃烧温度，但也带来燃烧不稳和飞灰含碳量增加等问题。一次风煤粉浓缩也有利于建立低 NO_x 排放的火焰结构。

粒径对 NO_x 排放的影响比较复杂。某些试验表明大颗粒导致低的 NO_x 排放，小颗粒导致高的 NO_x 排放（约增加30%）；有些试验表明颗粒粒径对 NO_x 排放无影响；也有研究表明在某个中间粒径 NO_x 排放量最大，增加或减小粒径都可使 NO_x 排放量降低。这些试验的偏差可能与试验设备有关，当所有的燃烧空气都从燃烧器送入时，小颗粒导致 NO_x 排放量升高，同时由于小颗粒导致射流扩散快，与二次风的混合也快，快速混合导致小颗粒 NO_x 排放浓度高。对于大颗粒 NO_x 排放浓度高的试验结果，可能是由于大颗粒在富燃区内停留时间短造成的。而颗粒粒径对 NO_x 排放无影响的试验中都采用了数倍于二次风速的一次风速，因此一次风穿过回流区，颗粒大小就无关紧要了。某些对超细颗粒（粒径小于 $20\mu\text{m}$ ）的燃烧试验表明，由于高的燃烧温度和更强烈的燃烧导致 NO_x 排放量上升，同样关于超细煤粉的试验结果也与燃烧方式以及燃烧设备有关。

混煤对 NO_x 的排放也有影响。在不分级燃烧条件下，挥发分高的煤产生高的 NO_x ，而在分级燃烧条件下，最低挥发分的煤可产生最高的 NO_x 排放量。混煤燃烧的大部分结果表明，混煤 NO_x 排放量大致与混煤比和各种煤单独燃烧时放出的 NO_x 量的乘积呈线性关系，但并不是普遍趋势。在分级燃烧条件下，一种高挥发分煤和低挥发分煤混煤的 NO_x 排放量并不与两种单煤 NO_x 排放量的加权平均成正比。两种不同挥发分含量的煤混烧时，各煤种氮的析出并不同时开始，组成混煤的各单煤的燃烧既独立又互相影响，混煤 NO_x 的释放时间比单煤长，氧量充足时，后期 NO_x 释放量增加。混煤的 NO_x 排放特性复杂，还需进行大量工作。

燃烧器和燃烧室的尺度也是影响 NO_x 排放的一个重要因素。试验室的燃烧器直径和雷诺数通常要比现场小两个数量级，增加燃烧器的尺度会导致 NO_x 的排放量增加。由于空气动力场对 NO_x 的排放有重要影响，要保证流动的相似性，雷诺数应大于 10^5 ，同时还要保证在热态模化时颗粒停留时间。由于不同的加热速率对 NO_x 排放影响很大，采用缓慢加热的热天平数据往往与现场相差较远，故应采用与现场基本相当的加热速率。

1.3 降低 NO_x 的措施

燃煤电站锅炉 NO_x 排放控制可区分为一次燃烧控制措

施与二次烟气净化处理措施。一次燃烧控制措施主要是通过锅炉炉内燃烧过程中抑制 NO_x 的生成，并创造条件使已生成的 NO_x 还原，从而控制 NO_x 的排放，即所谓的低 NO_x 燃烧技术。主要包括各种低 NO_x 燃烧器、燃烧器运行优化（低过剩空气量运行、燃烧器煤粉/风量精细调整）、空气分级（燃烧器空气分级、炉内空气分级），以及燃料分级（部分燃烧器停用、燃料浓淡偏置分配、炉内燃料再燃烧）等。目前，一次控制措施已发展到以炉内空气分级（OFA）为核心的第二代低 NO_x 燃烧技术以及炉内燃料分级为核心的第三代低 NO_x 燃烧技术，并正在研究开发“炉膛选型设计—煤粉环保经济细度控制—风粉输送及炉内燃烧精确控制—炉膛深度空气分级—空气燃料双分级燃烧器”一体化综合治理措施为核心的第四代低 NO_x 燃烧技术，目标是仅通过一次燃烧措施将烟煤（如神华煤）的 NO_x 排放控制在 200 mg/m^3 以内。目前，大多数一次燃烧措施可使 NO_x 排放降低约30%~50%。

在仅采取一次燃烧措施仍不能满足环保规定的 NO_x 排放浓度时，则需要在锅炉尾部烟道采用二次烟气脱硝装置。通常，为满足严格的排放标准要求并降低控制 NO_x 的运行费用，技术经济的途径就是尽可能通过采用一次燃烧措施或燃烧系统改造，在燃烧过程中最大限度地抑制 NO_x 的生成，从而减少二次烟气脱硝装置所需要脱除 NO_x 的量，以降低运行成本。

2 改变锅炉炉内燃烧工况的脱硝法

2.1 低 NO_x 燃烧器

从 NO_x 生成机理来看，烟气中的 NO_x 中绝大部分燃料型 NO_x 来自煤粉着火阶段。为此，通过特殊设计的燃烧器结构，改变配风、燃料分配以实现可控的炉内燃烧工况，有效地抑制 NO_x 生成。

2.1.1 旋流低 NO_x 燃烧器

传统旋流燃烧器特点是：一、二次风射流在燃烧器喷口区域强烈旋转、混合，卷吸周边高温烟气着火、燃烧，火焰短，放热集中，易出现局部的火焰峰值区且高的 NO_x 生成量。低 NO_x 旋流燃烧器的区别在于：

（1）燃烧器喷口区域内形成贫氧区域，最大限度地限制 NO_x 的生成量。

（2）在富燃料燃烧下选择最佳的停留时间和温度，以使燃料氮最大限度地转化成“ N_2 ”。

有关低 NO_x 旋流燃烧器的介绍可详见本卷第3篇第2章。

2.1.2 低 NO_x 直流燃烧器

有关低 NO_x 直流燃烧器的介绍也可详见本卷第3篇第2章。

2.1.3 燃烧器改造工程实例

湖北青山热电厂300MW机组HG1025/182-PM7型锅炉采用四角切圆燃烧，采用大风箱摆动式宽调节比（WR）直流燃烧器，煤粉火嘴共分5层，20只火嘴。为适应电网调峰的要求，将下2层一次风火嘴改成水平浓淡风煤粉燃烧器，采用百叶窗煤粉浓缩技术，实现了水平浓淡燃烧器（下2层）与宽调节比摆动燃烧器（WR）配套使用，基本上达到调峰40%不投油稳定燃烧运行， NO_x 的排放量标准状况下低于 $700\sim 800\text{ mg/m}^3$ 。

华能南通电厂350MW机组锅炉上采用的是双调风旋流燃烧器。煤粉喷口布置在燃烧器的中心，风粉混合物通过一

次风管最后一个弯头后,由于惯性作用,在燃烧器入口直管段上出现煤粉上浓下淡,煤粉颗粒上粗下细现象。因此,该燃烧器的入口处加设了一个导向板和扩散器。前者的作用是把高浓度的外侧气流引向低浓度的内侧,后者则起到使风粉混合物趋于均匀。此外,在磨煤机和输粉管之间装有固定式的节流缩孔,以均衡各只燃烧器的一次风量和燃料量。运行测试结果表明:经优化调整,锅炉热效率可达 93.6%,满负荷时 NO_x 排放量约为 $600\text{mg}/\text{m}^3$,低负荷时 NO_x 排放略有增加,但仍可控制在 $650\text{mg}/\text{m}^3$,比传统的旋流燃烧器约低 $400\text{mg}/\text{m}^3$ 。

从上述例子可见,国内的燃煤机组还要有进一步的措施,以继续降低 NO_x 的排放浓度,方能达标排放。

2.2 降低 NO_x 排放的分级送风

2.2.1 燃烧机理

炉内空气分级通常称之为两级燃烧技术,技术原理(见图 15.6-1)主要是在主燃烧器上部布置燃尽风(OFA)喷口,从而将燃烧过程分成两个阶段。通过减少供给主燃烧区的空气量,使燃料在缺氧的富燃料区燃烧,然后在主燃烧区上方补充送入一部分空气(OFA)以完成燃尽过程。OFA 燃尽风一般从主燃烧器上方通过分离布置的独立喷嘴送入炉膛以实现分级燃烧。为防止因主燃烧区过剩空气量减少形成还原性气氛而可能导致的炉膛水冷壁腐蚀与结渣,可增加边界风得到解决。

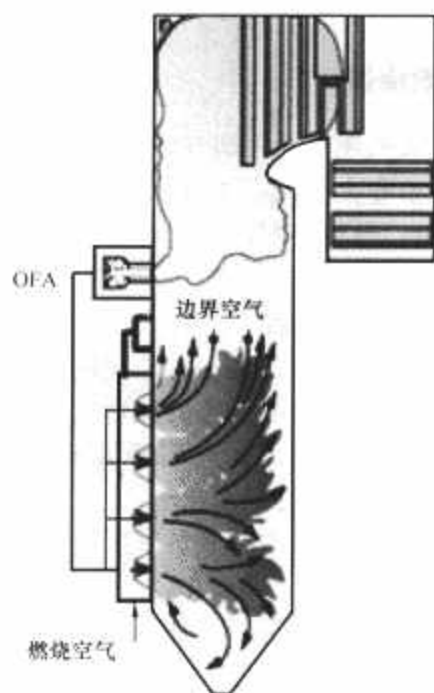


图 15.6-1 燃尽风(OFA)示意图

炉内空气分级(OFA)技术的关键是优化确定合理的 OFA 燃尽风的风量比例与风速大小、喷口的数量及其布置位置(距主燃烧器顶部的距离)等。为了提高 OFA 燃尽风的穿透力,可采用增压风机来提高 OFA 燃尽风的风压。一般来说,燃尽风量约占总燃烧空气量的 15%~20%,为进一步降低 NO_x 排放,燃尽风量也可高达 20%~30%。四角切圆燃烧方式与墙式燃烧方式均可采用 OFA 技术。在缺氧区域,热力 NO_x 减少,同时燃料中释放的含氮中间产物 HCN 、 NH_3 等会将 NO 还原分解成 N_2 ,有效抑制燃料 NO 的生成。到了燃尽区,燃料在富氧条件下燃尽,不可避免的有一部分残留的氮会氧化成 NO 。但由于火焰温度较低, NO 生成有限,总的生成量降低。一般可降低 NO_x 排放约 20%~50%。

空气分级送风法有:

(1) 轴向空气分级燃烧。

(2) 径向空气分级燃烧。

空气分级燃烧法缺点:脱硝效率不高,仅 30%左右;锅炉飞灰含碳量增加,燃烧效率降低;炉膛出口烟温升高,影响过热汽温和再热汽温,还易引起结渣腐蚀。

2.2.2 空气分级燃烧法应用

据调查,我国燃煤电站锅炉 NO_x 的排放范围为 600~1200 mg/m^3 (固态排渣煤粉炉),850~1150 mg/m^3 (液态排渣煤粉炉)。在锅炉设计或改造中,采用空气分级燃烧法+低 NO_x 燃烧器以降低 NO_x 排放量是适宜的。

2.2.2.1 轴向空气分级燃烧的技术要点

(1) 合理确定燃尽风喷口与燃烧器最上层一次风喷口的距离 H 。距离大,分级效果好, NO_x 下降幅度大,但飞灰可燃物会增加。合适的距离与炉膛结构、燃料种类有关。

(2) 燃尽风量要适量。风量大,分级效果好,但可能引起燃烧器区域严重缺氧而出现受热面结焦和高温腐蚀。对于煤粉炉,合理的燃尽风占锅炉总风量的 15%~20%左右,燃油、燃气炉可高一些。

(3) 燃尽风要有足够高的流速,以保证与烟气的良好混合。燃尽风速大于 45m/s 合适。

(4) 合理的燃尽风喷口布置方式。常见的是角置式 OFA 喷口,也有采用墙置式结构,即 OFA 喷口沿炉膛四面墙布置。

2.2.2.2 径向空气分级燃烧的技术要点

(1) 二次风射流向水冷壁偏转一定角度,在炉内形成一次风煤粉气流在内,二次风在外的同轴同向双切圆燃烧方式——CFS I。CFS I 的开发主要是为了降低 NO_x 的排放。二次风射流向水冷壁偏转后,推迟了二次风与一次风煤粉气流的混合,有效降低了燃烧中心氧气浓度,使燃烧中心 $\alpha < 1$,煤粉在缺氧条件下燃烧,抑制了 NO_x 的生成, NO_x 的排放浓度降低。同时,由于在水冷壁附近形成氧化性气氛,可防止或减轻水冷壁的高温腐蚀和结焦。它的技术关键在于二次风的偏转角度,偏转角度大, NO_x 排放量下降幅度大,但飞灰可燃物也会增多,合适的偏转角度因煤种而异。

(2) 一次风煤粉气流与二次风射流方向相反的同轴反向双切圆燃烧方式——CFS II。CFS II 是一次风反切送入炉膛,二次风射流方向与炉内主气流旋转方向一致切向送入的同轴反向双切圆燃烧方式。它是 CE 公司在 1984~1985 年间进行了详细的试验室空气动力模拟后,对 CFS I 所做的重大改进。由于 CFS II 燃烧系统的一次风煤粉气流受上游混合气流冲击时,先是被推向火焰中心,然后它在二次风的引射作用下,跟随二次风旋转,一次风射流实际切圆比 CFS I 的要小,这样,不仅推迟了一、二次风过早混合,降低燃烧中心氧气浓度,使炉内径向分级效果更好,脱 NO_x 效果优于 CFS I;同时还具有以下优点:

1) 提高一次风煤粉气流在炉内穿透能力,并使其远离下方水冷壁,减轻炉内结焦和高温腐蚀。

2) 由于一、二次风切圆方向相反,使炉内煤粉与空气的混合极为强烈,同时反向二次风将上游一次风煤粉射流推向炉膛中心高温区,有利于稳燃和燃尽,因而可减小炉内过剩空气系数,进一步降低 NO_x 排放。

3) 一次风煤粉气流受上游混合气流冲击的作用点距一次风喷口距离较远,一次风偏转得比较迟,因而燃烧器附近不易结焦;改善炉膛出口气流均匀性,可降低烟气温、蒸汽温度偏差等,这一点在我国为减少 300、600MW 机组再热器超温爆管而进行的锅炉改造中得到广泛应用。

2.2.2.3 低 NO_x 同轴燃烧系统 LNCFS

LNCFS 是整体炉膛空气分级和 CFS I 的组合形式——OFA+CFS I，优点在于：

(1) 不仅在炉膛轴向，同时在燃烧器区域的炉膛径向实现分级燃烧，分级效果好，锅炉 NO_x 排放量进一步降低。

(2) 偏置二次风改善了水冷壁附近的气氛，有利于防止水冷壁的高温腐蚀和结焦。

(3) 一次风煤粉射流处于向火侧高温区，有利于稳燃和燃尽，因而锅炉可采用低过剩空气系数运行方式。LNCFS II——OFA+CFS II，可认为这是变异的 LNCFS 系统。这种系统兼有 OFA 和 CFS II 的优点。LNCFS II 由于分级燃烧效果好， NO_x 排放量与整体炉膛分级燃烧系统相比减少 30% 左右。

国内采用这种系统的机组有：吴淞电厂 11 号和 12 号炉、妈湾电厂 2 号炉、外高桥电厂 5 号和 6 号炉、渭河电厂 3 号和 4 号炉、沙角电厂 4 号和 5 号炉、秦皇岛热电厂 3 号和 4 号炉、哈三热电厂、嘉兴电厂 1 号炉等。

2.2.2.4 TFS2000 燃烧系统

它采用紧靠最上层一次风煤粉喷口的紧凑布置燃尽 (CCOFA) 和远离最上层一次风煤粉喷口的多层分离燃尽风 (SOFA) 的多级 OFA 与 CFS I 的组合形式——多 OFA+CFS I。此系统脱 NO_x 效率显著，可达 50%~60%，偏转二次风使炉内结渣和腐蚀减到最轻，同时能够保证锅炉在整个运行负荷范围内具有灵活的分级能力。

空气分级燃烧作为一种投资少，运行简单，脱硝效率可达 20%~50% 的 NO_x 控制技术手段，有利于老机组改造。

2.2.3 轴向、径向空气分级并用的降低 NO_x 法

轴向空气分级法容易在炉膛下部区域形成还原性气氛，导致下炉膛容易发生结渣，高温腐蚀等问题。采用轴向、径向空气分级并用的降低 NO_x 法，在炉膛下部形成风包粉的燃烧模式，一方面强化降低 NO_x 排放的效果，另一方面避免下炉膛的结渣，高温腐蚀等问题。

以下介绍一台 300MW 锅炉的低 NO_x 燃烧改造实例，该锅炉通过空气分级低 NO_x 燃烧改造，使 NO_x 排放水平下降了 30% 左右，而改造后锅炉飞灰含碳量也有所下降，从 2.5% 左右降低到 1.5%，炉内没有结渣，高温腐蚀等现象发生，锅炉燃烧稳定。

2.2.3.1 改造总体方案

(1) 炉内燃烧布置采用深度空气分级技术、两种燃尽风布置，即紧靠型燃尽风 (CCOFA)，分离燃尽风 (SOFA) 通过深度空气分级形成下部富燃缺氧燃烧控制 NO_x ，上部富氧燃烧控制飞灰含碳量的燃烧格局，大幅度降低 NO_x 排放。

(2) 为防止炉膛下部由于处于强还原性气氛引起炉膛水冷壁高温腐蚀和结渣事故的发生，下部燃烧器组采用径向空气分级系统，将部分二次风流道折向水冷壁方向，可在炉内的水平方向形成分级燃烧，中心区域为高燃烧强度区，水冷壁周围呈现较高氧浓度、较低温度、低的 CO 含量和低的颗粒浓度，起到防止结渣和高温腐蚀的作用。

(3) 一次风喷嘴，采用水平浓淡燃烧技术，实现向火侧浓煤粉射流，背火侧淡煤粉射流，实现浓淡偏差燃烧。

(4) 一次风喷口内具有齿形布置的分隔火焰隔板，加速煤粉中挥发分析出，并降低燃烧器出口火焰温度；同时一次风采用小风率设计，通过周界风来调节着火距离和燃烧强度。

(5) 分离布置燃尽风喷口设计为具有上下和水平摆动功能，从而可以调整燃尽风穿透深度和混合效果，并有效防止

炉膛出口过大的扭转残余。

空气分级改造方案中，下部主燃烧区基本格局不变，即各一次风标高，二次风标高，三次风标高均不改变。一次风按风率和出口风速重新设计改造，并加装浓淡分离器。二次风喷口面积根据设计进行现场改造。在燃烧器组上部区域增加分离布置燃尽风 (SOFA)。一次风切角保持不变，一次风喷口采用不等宽侧边风设计，在背火侧设计较宽的侧边风，以防止炉膛结渣趋势。

部分二次风改造为偏转二次风，其目的是为了在下部主燃烧区缺氧条件下，通过偏转二次风在水冷壁面附近形成一层风膜，以防止水冷壁结渣和高温腐蚀事故的发生，并且在横截面方向形成空气分级，以降低 NO_x 排放。

偏转二次风系统是一种经过考验的成熟技术，迄今为止在全球已有超过 200 台新建和改造锅炉的成功应用业绩，总的装机容量大于 62 000 MW。偏转二次风系统设计的主要任务是减少挥发分氮转化为 NO_x ，其主要方法是建立早期着火和使用控制氧量的燃料/空气分段燃烧技术。

2.2.3.2 改造的效果

(1) 机组在 100% 负荷投 4 套制粉系统运行情况下，空气预热器处的烟气氧量平均达到 4.77%，与改造前（大修前）的 4.85% 相接近，改造后锅炉 NO_x 排放浓度标准状况下约为 400~430 mg/m³ (6% O₂)，比改造前约降低 30%，飞灰含碳量为 1.38%，锅炉效率为 91%，比改造前效率提高了 0.6%。空气预热器处的氧量降低至 3% 左右时，锅炉 NO_x 排放浓度标准状况下约为 350 mg/m³ (6% O₂) 左右。

(2) 由于采用了分离布置燃尽风实现炉内分级燃烧，造成火焰中心在下部炉膛有所上移，机组在 100% 负荷投 4 套制粉系统运行情况下，炉膛测量到的温度水平改造前后对比平均上升 62℃。而 SOFA 风起到迅速燃尽的效果，上部炉膛温度比改造前反而有所降低。但锅炉尾部高温再热器出口到低温过热器出口的烟温，改造后比改造前都有所增加，经空气预热器出口排烟温度比改造前上升 2℃。

(3) 减温水的流量，改造后降低较多。I 级减温水流量基本为“0”，II 级减温水流量（改前甲、乙侧）为 14.43、0 t/h，（改后甲、乙侧）4.64、7.66 t/h，再热器减温水流量为（改前）28.49 t/h，（改后）12.32 t/h。

(4) 前屏壁温改造后上升 16℃，高温再热器上升接近 20℃，后屏、高温过热器和低温再热器均低于或接近改造前的水平。水冷壁壁温正常，正常运行工况下没有超温现象。

(5) 低 NO_x 改造后，炉膛各点看火孔未见焦块，炉内无结渣现象。火焰呈金黄色明亮，炉内燃烧和一次风着火稳定。

2.3 锅炉燃烧优化法降低 NO_x 排放

2.3.1 几种燃烧优化法

从锅炉燃烧优化技术角度看，该技术可分为三类：第一类通过在线检测锅炉燃烧的重要参数，指导运行人员调节锅炉燃烧，这类燃烧优化技术目前国内占据着主导地位。第二类燃烧优化技术是在 DCS 的基础上，作为锅炉运行的监督控制系统，通过采用先进的控制逻辑、控制算法或人工智能技术，实现锅炉的燃烧优化。第三类燃烧优化技术在设备层面，通过对燃烧器（低 NO_x 燃烧器）、布置燃尽风喷口、再燃、受热面等的改造实现锅炉的燃烧优化调整。

2.3.2 低 NO_x 燃烧中风粉均匀分配

燃煤的一次风速和管内煤粉浓度，对燃烧效果有很大影响。国内许多电站在锅炉的实际运行过程中，由于四角配风

不均、风煤比例失调等原因，常常造成锅炉爆管及燃烧器损坏变形，一次风管堵管及着火事故时有发生。准确检测燃烧过程参数，如粉管内的风速、煤粉浓度、煤粉细度等参数是有效降低 NO_x 的手段。

煤粉分配器的功能是保证风粉分配均匀。它保证各燃烧器燃烧功率相等和着火条件相同，防止炉内结渣和热偏差引起的锅炉爆管，避免煤粉管道的堵塞或着火。

2.3.3 锅炉燃烧优化结果

锅炉燃烧优化成功地降低 NO_x 排放。如某电厂 1025t/h 锅炉在 320MW 负荷工况下，进行燃烧优化调整试验，试验结果表明：锅炉效率为 93.44%，比燃烧调整试验前的 91.04%，高出 2.4%；锅炉 NO_x 排放水平标准状况下为 649mg/m³，比燃烧调整试验前的 795.79mg/m³ 下降了 18.45%。

广东沙角 C 厂燃烧调整实验表明：3 号炉燃尽风全开工况比全关工况 NO_x 排放浓度绝对值降低 96.19×10^{-6} ，相对值降低 30.6%。通过将氧量从 3% 降低到 2.2%， NO_x 排放浓度绝对值降低 29×10^{-6} ，相对值降低 10.4%。

然而，与达标排放浓度还有相当差距，需要结合其他脱硝法进一步降低 NO_x 排放浓度。

2.3.4 燃烧优化软件方法

燃煤锅炉烟气中的 NO_x 、飞灰含碳量的排放，受到多种因素的制约，诸如煤种、锅炉热负荷、风煤比、配风方式、炉膛温度以及炉膛温度分布的均匀度等，难以用基于机理的简洁明确的数学模型描述，通常需要大量实炉测试、逐步修正以或得经验曲线或系数确定。由于各种参数对锅炉燃烧特性存在耦合影响，造成数据分析的困难，也就不能根据某机组测试结果来概括通用的特性系数的估算公式或比较明确的数学模型。

随着电站锅炉燃烧优化控制技术的发展，锅炉运行数据采集系统和集散控制系统 (DCS) 的应用，使机组始终处于最佳的运行工况成为现实而受到广泛关注。近年来，人工智能技术，如神经网络、支持向量机、专家系统、遗传算法、免疫算法等，在燃烧优化中发挥了极大作用。国内外的燃烧优化控制软件有：

2.3.4.1 NeuSIGHT 系统

NeuSIGHT 系统为美国 Pegasus 公司应用人工智能神经网络技术设计的燃煤电厂燃烧优化控制系统，其主要功能是提高锅炉热效率和降低 NO 排放为目标的稳态优化。电厂已安装了低 NO_x 燃烧器，使用 NeuSIGHT 系统可再降低 NO_x 排放 10%~40%。NeuSIGHT 系统可降低煤耗 0.5%~5%，这相当于减少了相同的 CO 和 SO_x 的排放。

2.3.4.2 Power Perfecter 系统

Power Perfecter 系统是美国 Pegasus 公司另一个锅炉运行优化控制软件，国外也称它为 DeltaE3 系统。它基于与 NeuSIGHT 系统类似的神经网络技术，并增加了模型预测控制 (加 PC) 技术，能通过建立多目标的动态优化控制器，动态调整 DCS 设定参数与偏置，实现锅炉燃烧优化动态闭环控制。

Pegasus 公司称该系统可以提升 0.5%~2.5% 的锅炉热效率，降低氮氧化物排放量 10%~30%，降低飞灰含碳量 7%~9%，系统还可以改善过热、再热蒸汽品质，改善燃烧均衡性等。该系统可广泛应用于各种装机容量和类型的燃煤锅炉的优化控制。目前该产品已应用于我国山东省的华电莱城电厂 1 号锅炉和华能天津杨柳青电厂 5 号锅炉 (300MW 机组) 上，测试报告表明应用效果良好。

2.3.4.3 Ultramax 公司的燃烧优化技术

Ultramax 系统又称为先进过程管理系统。Ultramax 燃烧优化系统是将一系列代表锅炉燃烧工况的参数，比如烟气氧量、排烟温度、烟气排放物等，作为系统的输入数据，当系统取得这些样本数据后，建立锅炉燃烧特性模型，并经过软件分析，给运行人员一个优化燃烧的操作指导，运行人员根据这些操作指导进行手动操作，或将操作指导纳入到自动控制系统中进行优化调整。

1995 年，Ultramax 系统就在美国德克萨斯州弗农市的奥克拉联合发电厂 666MW 的一号机组上进行了开环测试，当时最多能减少 18% 的 NO_x 排放，同时飞灰含碳量降低 85%。目前全世界已经有 30 多个电厂运用了此系统，其中包括我国邹县电厂。

2.3.4.4 Boiler OP 燃烧优化系统

Boiler OP 系统监测过程变量，生成一个神经网络模型。利用此模型优化锅炉运行，向运行人员提供锅炉控制变量，如二次风开度和紧密耦合燃尽风 (CCOFA)，可以优化 NO_x 排放和机组的热效率。

该系统已有 20 年发展历史，在 12 个燃煤电厂的 20 台机组上得到应用。

2.3.4.5 我国的电站锅炉燃烧优化控制研究

我国许多大学和科研院所进行了基于计算智能的锅炉燃烧优化运行系统。利用人工神经网络对锅炉的低 NO_x 排放特性、飞灰含碳量特性与锅炉燃用煤种、锅炉运行参数之间的函数关系进行学习建模，在锅炉燃烧特性建模完成的基础上，利用遗传算法等全局寻优算法对锅炉的最佳燃烧工况进行寻优，获得不同煤种下各燃烧参数的最佳设定值，可以直接指导运行人员运行或输入 DCS 参与闭环控制。系统可实现低 NO_x 高效燃烧的在线控制，对提高锅炉燃烧优化控制水平，降低 NO_x 排放和提高锅炉效率具有重要意义。

2.4 利用燃料分级方法降低 NO_x 排放

2.4.1 三个燃烧区域

再燃烧技术是指在炉膛内设置二次燃料贫氧燃烧的 NO_x 还原区段，以控制 NO_x 的最终生成量的一种炉内燃料分级 (区) 燃烧技术。燃料再燃技术实际上是把炉内燃烧过程沿炉膛高度分为如图 15.6-2 所示的三个燃烧区，故又称为三级燃烧技术。

(1) 主燃区。大部分燃料在该区燃烧，其化学当量比 (SR) 大于 1。由于该区氧气充足，火焰温度较高，形成较多的 NO_x 。此外，会有一定量的未完全燃烧产物和 NO_x ，一起进入再燃区。

(2) 再燃区。再燃燃料在空气不足的条件下喷射到主燃

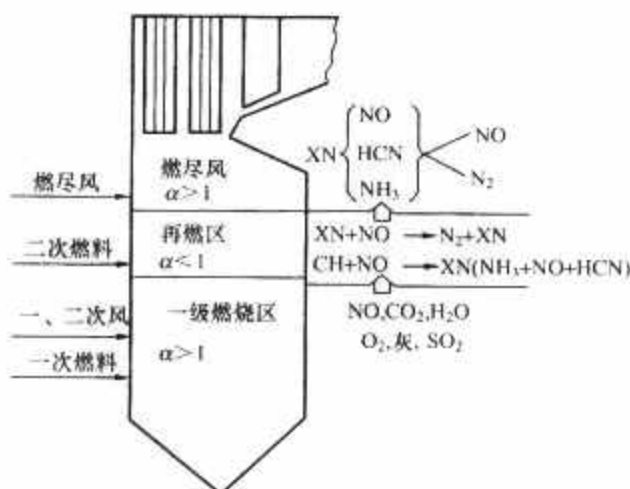


图 15.6-2 再燃原理图

区下游,形成还原性气氛 ($\alpha < 1$),有利于主燃烧区生成的 NO_x 进行还原反应,最终生成 N_2 。

(3) 燃尽区,在该区加入其余空气,形成富氧燃烧区 ($\alpha > 1$) 使未完全燃烧产物燃尽。

再燃燃料多种多样,如油、天然气、液化气、煤粉、生物质、废弃可燃物、水煤浆等。一般地说,煤粉再燃对 NO_x 还原效果要略差于天然气再燃。煤粉再燃中,挥发分高的煤如褐煤,再燃的脱硝效果比其他煤种好一些。再燃技术关键参数有:再燃比例、再燃区停留时间、再燃区的化学当量比等。对于不同性质和粒度的再燃燃料,这三个参数是不同。此外,其他参数,如燃烬区过量空气系数、炉内温度场和流场等也会不同程度地影响再燃脱硝效果。

采用再燃技术控制锅炉 NO_x 排放,能够满足不同地区的不同环保要求,具有很好的适应性。目前应用再燃技术的锅炉脱硝率在 30%~70%之间,而试验室第二代高级再燃的脱硝效果可达 95%以上。对于 NO_x 排放要求严格的地区,采用燃料再燃加喷氨和促进剂,通过调节再燃比例、喷氨量来控制 NO_x 排放浓度,可以满足严格的环保标准。

2.4.2 再燃技术主要特点

(1) 设备简单,安装、改造工作量小,适用范围广。现有锅炉应用再燃技术,只需主燃烧器上方增加再燃燃料喷嘴和燃尽风喷嘴即可,若是高级再燃,则需增加喷氨系统。相对于其他 NO_x 控制技术,如选择性催化还原 SCR 技术和低 NO_x 燃烧器技术,再燃技术设备简单,安装、改造工作量小,适用于各种燃料的各种炉型,如四角燃烧炉、对冲炉、旋风炉。

(2) 成本低。与烟气选择性催化还原 SCR 技术和低 NO_x 燃烧器技术相比,再燃技术因其设备简单,改造工作量小而初期投资成本小。而且,因无需催化剂再燃技术的运行成本更是比 SCR 技术低很多。表 15.6-1 所示为各种技术方法降低 NO_x 效果和成本。

表 15.6-1 控制 NO_x 技术的效果成本对比

技 术	脱硝率 (%)	成本 (美元/kW)
再燃	25~65	3~30
选择性非催化还原	15~40	10~20
选择性催化还原	50~95	60~140
低 NO_x 燃烧器	30~50	10~25

美国能源部经济分析预测,对于同样高效 NO_x 控制技术,再燃技术比 SCR 便宜 2~3 倍。并初步估计,再燃技术在美国市场大于 15 亿美元。

(3) 对机组运行的影响小。应用再燃技术控制 NO_x ,对机组运行影响小。运行方式灵活,可以随主燃烧器一起投运,增加机组带负荷能力,也可以作为低负荷燃烧器,增加机组的低负荷能力。再燃可能带给机组运行不利的影响是结渣加重和飞灰含碳量增加,但通过运行调节如配风和煤粉细度可以较好地解决问题。

2.4.3 燃料分级中关键参数的选取

2.4.3.1 再燃比例

由图 15.6-3 可知,随着再燃燃料份额增加, NO_x 排放降低,但降低幅度减小。再燃燃料在炉内的停留时间较短,再燃燃料份额的增加势必增加燃烧损失,对于选用固体燃料作为再燃燃料更明显。应针对不同再燃燃料和锅炉的不同条件,选用适宜的再燃燃料份额,经验表明,再燃燃料的份额

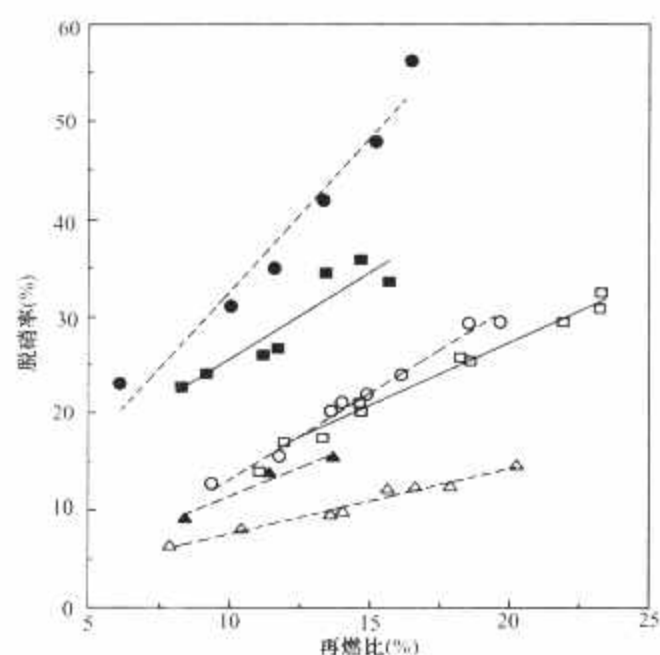


图 15.6-3 再燃比的影响

一般为 10%~20%。

2.4.3.2 再燃区停留时间

还原区的温度越高,停留时间越长,则还原反应越充分, NO_x 降低效果也越显著。因此主燃烧区燃烧一结束就应立即喷入再燃燃料。但再燃燃料的送入位置不能太靠近 1 次燃烧区,否则,不仅会降低燃料燃尽率,而且会有较多的过剩氧进入还原区,使还原区内过量空气系数增加,对还原不利。对不同的燃烧设备,最佳的停留时间要由试验确定。再燃区内烟气和燃料的停留时间应该在 0.4~1.5s,但在实际应用中,由于条件限制,不可能给出太长的停留时间。因为再燃区位于再燃燃料入口和燃尽风入口之间,再燃区过长的停留时间会使燃料在主燃区或燃尽区的停留时间减少。主燃区停留时间减少会影响主燃区燃料的燃烧,同时较多的过剩氧进入再燃区还会降低温再热器燃区 NO_x 的还原效果;燃尽区停留时间减少,会降低燃料的燃尽率。

2.4.3.3 再燃区过量空气系数

再燃区中过量空气系数对 NO_x 的浓度影响很大。在一定的条件下(如一定的温度和停留时间),有一个最佳的过量空气系数,此时 NO_x 的浓度值最低。一般来说,再燃区过量空气系数 α 选在 0.8~1 之间,其最佳值应根据煤种、再燃燃料、温度和停留时间等通过实验来确定。再燃区过量空气系数的减小虽有利于 NO_x 的降低,但同时引起飞灰含碳量的增加。当 α 小于 0.8 时,飞灰含碳量急剧增加。因此,从提高燃烧效率和飞灰的综合利用来考虑,再燃区过量空气系数不宜选择过低。另外,再燃区过量空气系数越低,其还原性气氛越强,容易造成炉膛水冷壁的高温腐蚀;当炉内气流出出现刷墙时,由于灰熔点的降低,加剧水冷壁的结渣,危及锅炉的安全运行。因此,在满足 NO_x 的排放水平前提下,再燃区内尽量选取较高的空气过量系数(化学当量比),以同时降低飞灰含碳量、减轻炉内高温腐蚀和结渣程度。

2.4.3.4 再燃燃料选择原则

二次燃料的品质对还原过程的质量影响很大。由于二次燃料是从炉子上部引入,一般停留时间比较短,所以宜燃用易着火的燃料。此外,由于二次燃料含有燃料氮,会降低还原效率,故要求其含 N 量低,以减少 NO_x 排放。虽然天然气、油和煤都可以作为二次燃料,但从提高炉内再燃烧还原 NO_x 的效果来看,天然气最好,因天然气中不含燃料氮。

天然气和油的反应能力强,其生成 XN (NO、HCN、NH₃ 等)基团的反应时间极短暂,有利于还原过程速率的提高和 NO 还原反应的进行深度。与天然气比较,油在欠氧燃烧时易析出炭,难于燃尽。煤也可以作为二次燃料,但煤中的焦炭氮会使 NO 的还原效果降低,因此应尽量使用高挥发分煤种。而使用超细煤粉,可加快挥发分完全燃烧和产生活性基团的速率,也有利于在该段极其短暂停留时间内维持高燃尽度。二次燃料的选择受制于资源条件、技术经济性比较、产业及环保政策。

2.4.3.5 再燃燃料喷入位置和喷入量

为了保证再燃燃料在还原区内的停留时间,最大程度地降低 NO_x 排放量,就必须使再燃燃料能快速、充分地参与一次燃烧区上来的主烟气混合。为此,在再燃燃料的送入方式上要精心设计,如送入位置、布置方式、送入速度等。再燃燃料投入位置的选择对 NO_x 的消减效果和锅炉燃烧效率影响较大。不同的喷入位置所形成的燃烧环境不同,燃料在炉内的停留时间不同,所取得的效果也不同。通常所选择的位置应该温度相对比较高,可以形成微还原性气氛,并且能够保证有足够的反应停留时间;另外,再燃燃料喷入量控制不当,也达不到预期目的。当喷入燃料量过多时,可能与烟气中的剩余氧量不匹配,会造成再燃燃料的不完全燃烧,产生新的排放问题,并且还会发生再燃部位局部高温,损坏设备等问题。

2.4.3.6 后续燃尽风喷入位置

再燃系统的最上部是燃尽风,它可以使未燃烧完全的燃料在这里得以完全燃烧。燃尽风喷口的位置、尺寸以及形状是非常重要的设计参数。燃尽风喷口位置距再燃喷口的距离必须足够远,以使再燃区内有足够的停留时间发生 NO_x 的还原反应。但是,燃尽风喷口位置又不能距再燃喷口太远,否则不能保证炉膛内的完全燃烧,设计改造时可通过模拟改变燃尽风喷口位置和再燃喷口位置,以使在不降低锅炉热负荷或燃烧效率的情况下,使 NO_x 的生成达到最小值。

2.4.3.7 再燃燃料和燃尽风与烟气的混合

再燃区的混合状况对 NO_x 的消减效果及锅炉燃烧效率影响也较大。再燃燃料与含 NO_x 的烟气混合越充分越有利于 NO_x 的分解,且能保证燃料的燃烧效率。当向炉内喷射再燃燃料时,再燃燃料与含有 NO_x 的烟气主流在再燃区形成交叉射流,由于喷入的射流和烟气主流的温度、速度、成分均有所不同,因此所形成的交叉射流是一个复杂的三维流动。

燃尽风喷口采用双同心设计。设计时保证很好的喷射穿透和沿深度宽度方向的扩散。每个喷口装有一个节气阀和旋流设备,以保证不同负荷时的喷射速度和最佳混合。

2.4.4 再燃燃料的制备和输送方法

2.4.4.1 超细化煤粉的制备

超细化煤粉再燃低 NO_x 技术将再燃燃料的煤粉进行超细化处理,随着煤粉粒径减小,煤粉颗粒着火初期的升温速率增加,比表面积的大量增加,使颗粒燃烧特性及污染物排放特性有明显的改善,煤粉着火提前,也更易燃尽。超细化降低了再燃煤粉的不完全燃烧损失,同时超细化煤粉燃烧初期比常规粒度煤粉更易形成还原气氛,还原气氛下 NO_x 还原反应加强,超细化后煤粉比表面积的增加也使焦炭还原 NO_x 的异相反应加强。超细化煤粉着火的提前还增加了再燃煤粉在还原区的停留时间,这些因素都将提高煤粉再燃还原 NO_x 的效率。在电站煤粉锅炉燃烧方面,我们把超细化煤粉定义为 20μm 以下的煤粉。

振动球磨煤机因粉碎产品细度可达亚微米级,且有较强的机械力和化学效应,易于工业化生产而备受青睐。

2.4.4.2 再燃燃料的输送方法

在煤粉再燃系统中一般使用再循环烟气作为其输送介质。使用再循环烟气作为二次燃料的输送介质可以保证燃料混合物中氧量较低,减缓二次燃料煤中氮的氧化反应速率,有利于 NO_x 分解。

在第二代天然气再燃系统中一般采用天然气直送方案。该方案不仅节省了炉烟风机,节省了成本,也提高了管道的安全性。采用天然气直送方案需要考虑天然气与炉膛内炉烟的混合问题,如采用天然气在四面墙上布置,则要求天然气最好能冲到炉膛的一般深度以便在其送入的炉膛断面形成一层天然气屏障,能够与炉烟比较充分的混合;而采用特殊的天然气喷口以及合适的天然气的母管压力可以保证天然气获得理想的高速度。

2.4.5 燃料分级系统的典型实例

2.4.5.1 煤粉再燃应用实例

美国纽约州电气公司和伊斯曼柯达公司,在米里根电厂 1 号机组的 150MW 的四角切圆燃烧锅炉上,进行了超细煤粉再燃的示范研究。锅炉由 CE 公司设计,采用四角切圆燃烧方式,直吹式制粉系统,燃煤为东部烟煤。该机组的 LNCFS-III 燃烧器系统包括 4 层一次风,2 层紧凑型 OFA 和 3 层分隔型 OFA。煤粉再燃示范项目的目标是:在不对锅炉进行大的改动的情况下,即充分利用现有的设备,最大程度的降低 NO_x 排放量,同时保持飞灰可燃物小于 4.5%。改造采用的主要设计参数见表 15.6-2。

表 15.6-2 改造采用的主要设计参数

参 数	单 位	值
主燃区化学当量比	—	1.0
再燃区化学当量比	—	0.854
燃尽区化学当量比	—	1.17
再燃区停留时间	s	0.368
主燃区停留时间	s	1.25
燃尽区停留时间	s	1.04
主燃区温度	℃	1527
再燃区温度	℃	1519
燃尽风喷口处温度	℃	1427

运行结果表明:在保证原有可靠的锅炉操作,维持必须的蒸汽条件下,NO_x 降低率高达 52%;锅炉的效率由 88.8%减小到 88.4%。由此可见采用超细煤粉作为再燃燃料较一般煤粉再燃,一方面提高了 NO_x 减排率,另一方面降低了对锅炉效率的影响。

美国 B&W 公司在美国威斯康星州电站 (WP&L) 旋风式 2 号锅炉的 110MW 机组上采用超细煤粉再燃降低 NO_x,他们进行了两种再燃燃料 (伊利诺斯煤,动力河煤) 的不同锅炉负荷的对比性试验。试验结果表明在该旋风炉中,两种再燃燃料在满负荷时 NO_x 还原率分别达到了 52.4% 和 55.4%;而后随着负荷降低,还原效率下降,在 37~38MW 时,NO_x 还原率只有 33.3%。这一结果可能是负荷降低导致炉内空气过剩,其还原区的还原性气氛减弱所致。

2.4.5.2 天然气再燃应用实例

1990 年,美国能源部和美国能源环境研究所合作在 Cherokee 电站 3 号机组进行天然气再燃和低 NO_x 燃烧器的试验。结果证明,若采用低 NO_x 燃烧器,可使 NO_x 降低 37%;若天然气再燃技术和低 NO_x 燃烧器相结合,可使 NO_x 降低 66%,且采用天然气再燃对锅炉热效率几乎没有

什么影响，锅炉热效率的降低值约为 1%。随后，再燃技术在美国的商业上得到大量应用，通过将机组改造为天然气再燃运行方式，使 NO_x 的降低率大大提高。

2001 年，重庆大学与四川电力试验研究院、西安热工研究院、四川江油电厂合作，将天然气再燃技术应用于江油电厂 6 号锅炉上，并进行相关工业试验。

依据 6 号炉的实际情况，天然气喷口不宜再采用四角切向布置的方式，所以初步拟定为前后墙对冲布置。为此特地建立了一台 1:12.5 的冷态试验台，同时结合 FLUENT 软件对 6 号炉在布置了 2 种喷口后的炉内流场进行了模拟。结合现场实际情况及冷态模拟试验结果和 FLUENT 的计算结果，设计了天然气再燃系统。

试验基本步骤：先将锅炉负荷相应减小 15%；待运行稳定后，开启燃尽风 OFA；接着开启天然气总阀，在调压站调节天然气压力以满足试验的压力要求；待一切正常则开启气动快关阀将天然气喷入炉内进行再燃试验。表 13.6-3 是在满负荷情况下进行天然气再燃试验时所测得的数据，从表 13.6-3 中可以看出，当入炉天然气热值达到入炉总热量的 15%时，NO_x 的降幅达 40%。同时锅炉引风机抽力不够，额定负荷下锅炉供风不足，致使省煤器出口氧量较低，同时排烟中的 CO 也有所增加。再燃时因火焰上移，减温水量也有所增加。

表 13.6-3 初步工业试验结果

工况	锅炉负荷 (t/h)	天然气量 (%)	NO _x (mg/m ³)	CO (mg/m ³)	省煤器出口氧量 (%)	减温水量 (t/h)
1	217	0	735	34	3.0	8
2	218	15	440	57	2.1	8.6

2.4.6 低 NO_x 改造工程调试问题与解决方法

燃料分级可以降低 NO_x 的排放，但如果改造不当，也会造成其他不良现象出现。如飞灰含碳量增加，效率下降，再燃区结渣等。

2.4.6.1 飞灰含碳量问题

再燃喷口的位置布置和投入量对飞灰含碳量影响甚大。再燃燃料喷口布置在靠近主燃烧器的位置，主燃区的燃烧时间过短，从而造成燃烧不完全，飞灰含碳量增加。所以再燃燃料喷口的位置应远离主燃烧器位置。同时再燃燃料投入过多，可能与烟气中的剩余氧量不匹配，会造成再燃燃料的不完全燃烧。再燃区的过量空气系数也不宜过低，否则也会造成燃烧不完全。

2.4.6.2 再燃区结渣问题

再燃区过量空气系数过低不仅会增加飞灰含碳量，也会造成再燃区结渣现象。再燃区还原性气氛越强，容易造成炉膛水冷壁的高温腐蚀；当炉内气流出出现刷墙时，由于灰熔点的降低，加剧水冷壁的结渣，危及锅炉的安全运行。

因此，在保证还原性气氛的条件下，过量空气系数不宜过低。

3 烟气脱硝技术

3.1 烟气脱硝技术的分类

同烟气脱硫技术类似，NO_x 的脱除技术也可分为干法和湿式两类。其中干法脱硝就是指使吸收剂和烟气中的 NO_x 反应，生成无污染的干态产物的技术。选择性催化还原技术 (SCR)、选择性非催化还原技术 (SNCR) 是目前最

为常用的干法脱硝技术。

湿法烟气脱硝也是指通过烟气与含有吸收剂的溶液接触，将 NO_x 吸收脱除的技术，其脱硝生成物的生成和处理均在湿态下进行。按照吸收剂的不同，可分为水吸收法、酸吸收法、碱吸收法、氧化吸收法、吸收还原法和液相络合法。总体来讲湿法脱硝的效率都不太高，目前人们对湿法脱硝的研究主要集中在两个方向：一是利用燃煤锅炉已装有湿式脱硫装置，对其加以改造或调整运行条件，实现对 NO_x 的脱除，也即开发同时脱硫脱硝的湿法技术。另一是单纯的湿法烟气脱硝，寻找效率更高的添加剂以促进 NO_x 在溶液中的吸收。

因此，本节将重点介绍选择性催化还原技术 (SCR) 和选择性非催化还原技术 (SNCR)。

3.2 选择性催化还原 (SCR) 脱硝技术

3.2.1 技术原理

选择性催化还原法 (SCR) 是烟气脱硝技术的主流技术，目前已发展成熟并在工业发达国家如美国、德国、日本等燃煤火电厂普遍应用。技术原理是采用氨 (NH₃) 作为还原介质，在催化剂的作用下，选择性地与烟气中的 NO_x 发生化学反应，将 NO_x 还原成无害的氮气 (N₂) 和水 (H₂O)。SCR 烟气脱硝系统组成见图 15.6-4，主要包括供氨与喷氨系统、反应塔 (催化剂)，烟气管道与控制系统等。SCR 反应塔通常布置在锅炉省煤器出口与空气预热器入口之间，离开锅炉省煤器的热烟气在进入 SCR 反应塔前，在远离 SCR 反应塔的上游烟道中喷入氨 (NH₃)，使氨与烟气充分均匀混合后进入反应塔。SCR 反应塔中的主反应过程为

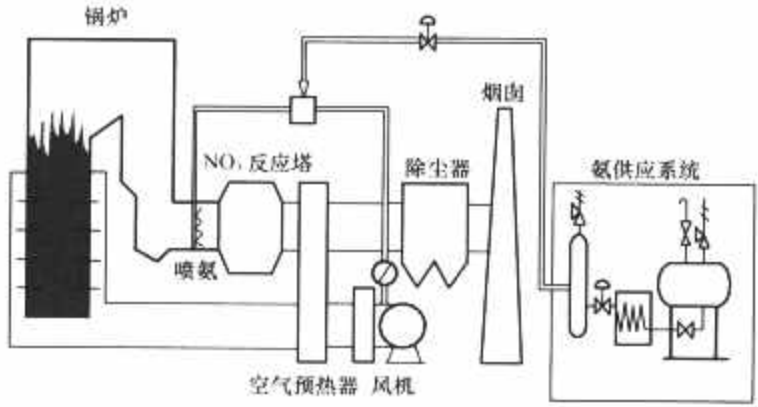
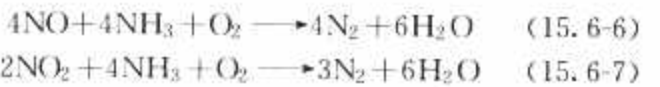
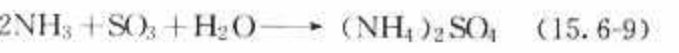
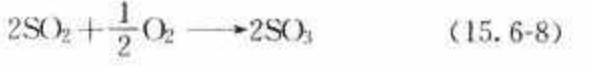


图 15.6-4 SCR 烟气脱硝系统组成

选择性反应意味着不应发生氨和二氧化硫的氧化反应过程。然而在催化剂的作用下，烟气中的一小部分 SO₂ 会被氧化为 SO₃，其氧化程度通常用 SO₂/SO₃ 转化率表示。在有水的条件下，在 SCR 中未参与反应的氨会与烟气中的 SO₃ 反应生成硫酸氢铵 (NH₄HSO₄) 与硫酸铵 (NH₄SO₄) 等一些不希望产生的副产品。其副反应过程为



通过使用适当的催化剂，上述反应可以在 200~450℃ 的温度范围内有效进行。反应时，排放气体中的 NO_x 和注入的 NH₃ 量之比几乎是 1:1 的反应，可以得到 80%~90% 的脱硝率。在反应过程中，NH₃ 可以选择性地和 NO_x

反应生成 N_2 和 H_2O ，而不是被 O_2 所氧化，因此反应又被称为“选择性”。

3.2.2 SCR 系统的布置形式

根据 SCR 反应器在锅炉之后的不同位置，SCR 系统大致有三种工艺流程，高粉 SCR (HD-SCR)、低粉尘 SCR (LD-SCR) 和尾部 SCR (TE-SCR)。

HD-SCR 高温低飞灰烟气段布置，反应塔安装在静电除尘器与空气预热器之间。其优点是进入反应塔的烟气温度高，含尘量低。缺点是 SO_2 含量仍较高；飞灰颗粒较细，虽磨损减轻，但易导致催化剂堵塞，使催化剂表面粘污积灰，影响换热效率。

LD-SCR、TE-SCR 低温低飞灰烟气段布置，反应塔安装在空气预热器及脱硫装置的下游。优点是进入反应塔的烟气含尘及 SO_2 量极低，催化剂被磨损和堵塞的几率小，可采用比表面积较大的细孔径催化剂，烟气流速可设计得高一些。因此，催化剂体积用量少，使用寿命长。缺点是烟气经过 FGD 后进入反应塔的温度较低 ($55\sim70^{\circ}C$)，需采用昂贵的气—气加热器对烟气再加热，同时氨水作为还原剂，虽然运输、储存方便，但需要另增设备和热能，并需要特殊的喷嘴，综合经济性差。

3.2.3 还原剂

SCR 反应采用不同的还原剂，如氨或碳氢化合物时，其反应过程中的吸附以及脱附机理完全不同。碳氢化合物能够在 SCR 反应中比氨提供更多的电子。氨是吸附最强烈的还原剂，这是由于它的碱性以及大多数催化剂表面的酸性性质所决定的。如果以碳氢化合物作为还原剂，则由于其极性很小，比氧化剂更难吸附于催化剂表面上。因此，在氨作为还原剂的时候，是催化剂吸附氨，然后与气相的 NO 发生反应；而当还原剂是碳氢化合物的时候，是催化剂活化 NO ，再同气相中的还原剂发生反应。因此，这两种反应机理是完全不同的。

对于 SCR 工艺，选择的还原剂有尿素、氨水和纯氨。尿素法是先先将尿素固体颗粒在容器中完全溶解，然后将溶液泵送到水解槽中，通过热交换器将溶液加热至反应温度后与水反应生成氨气；氨水法是将 25% 的含氨水溶液通过加热装置使其蒸发，形成氨气和水蒸气；纯氨法是将液氨在蒸发器中加热成氨气，然后与稀释风机的空气混合成氨气体积含量为 5% 的混合气体后送入烟气系统。表 15.6-4 所示为不同还原剂的性能比较。

表 15.6-4 不同还原剂的性能比较

项目	液氨	氨水	尿素
反应剂费用	便宜	贵	便宜
运输费用	便宜	贵	便宜
安全性	有毒	有害	无害
存储条件	高压	常压	常压，干态
储存方式	液态	液态	微粒
初投资费用	便宜	贵	贵
运行费用	便宜	贵	贵
设备安全要求	有法律规定	需要	基本上不需要

3.2.4 工艺流程

SCR 反应器高粉尘布置时，省煤器出口烟气温度正好在催化剂所需温度范围之内，但烟气的含尘量较高，影响催化剂使用寿命。目前的 SCR 工艺以此种布置方式为主。下就高粉尘布置为例说明一下 SCR 的工艺流程：

3.2.4.1 氨的存储和汽化

通常，液氨储罐装入总容积 85% 的液氨，以便留有适当的汽化空间。氨被泵送到汽化器里与热空气混合发生汽化。离开汽化器的氨和空气的混合物约为 $150^{\circ}C$ 。

3.2.4.2 氨的喷射

氨和空气的混合物通过一个流动平衡装置送到氨喷射网格。流动平衡装置由流量计和阀组成，用来调节氨喷射网格各部分的流量。氨喷射网格由管道、平行支管以及其上的小孔或喷嘴组成，支管呈网状布置在烟道截面的纵向和横向上，支管和孔的尺寸应保证氨能够均匀喷入烟气中，喷射角和速度则控制氨的喷射轨迹。喷射器应能适应高温和烟气冲击引起的磨损、腐蚀以及整体结构的损坏。为了把氨均匀喷射到烟气中，通常设计多个氨喷射区域。氨喷射网格的另一个重要部分是氨喷射控制系统。锅炉负荷中，入口 NO_x 浓度和入口烟气温度作为前馈控制信号建立基本的氨喷射量参数；出口 NO_x 浓度作为反馈控制信号对该参数进行修正。

3.2.4.3 催化剂和 SCR 旁路

烟气顺着烟道向下游扩散进入装有催化剂的 SCR 反应器，通常的催化剂布置有 3 层或 4 层。由于锅炉在低负荷运行时会降低 SCR 系统入口烟气温度，锅炉启、停时会导致烟气温度大幅度波动，一般采取设 SCR 旁路的措施使烟气绕过 SCR 反应器。在 SCR 系统停运期间，旁路可以防止催化剂中毒和污垢沉积。

3.2.4.4 吹灰器

燃煤机组的烟气中飞灰含量较高，通常在 SCR 反应器中安装吹灰器，以除去可能遮盖催化剂活性表面及堵塞气流通道的颗粒物，从而使反应器的压降保持在较低的水平。吹灰器还能够保持空气预热器通道畅通，从而降低系统的压降。吹灰器通常为可伸缩的耙形结构，采用蒸汽或空气进行吹扫，且每层催化剂的上面都设置吹灰器。

3.2.4.5 省煤器旁路

当锅炉低负荷运行时，省煤器出口烟气温度下降，而 SCR 反应的最佳温度范围为 $320\sim400^{\circ}C$ ，这时可以采用省煤器旁路来提升 SCR 入口烟气温度。省煤器旁路烟道通常使用一个可调节的挡板来调整经过旁路的热烟气与省煤器出口的冷烟气比率。锅炉负荷越低，挡板的开度就越大，旁路的热烟气就越多。

3.2.4.6 引风机

SCR 系统的烟道和催化剂层均有一定的压力损失，系统需要的压力增大。为了保持安装 SCR 系统前后的烟气压力相同，需要改造现有引风机或安装新的引风机，同时也需要调整现有风机和电动机的基础。风机增加的电耗是 SCR 系统运行的主要能耗之一，在大多数情况下，约占机组电功率的 0.3%。

3.2.5 SCR 催化剂

SCR 系统中的重要组成部分就是催化剂，其成本是整个 SCR 系统的主要方面，深入了解催化剂对改进催化性性能和降低成本有很重大的意义。

为了使电站安全经济运行，对所使用的催化剂有下列要求：

- (1) 在一定温度范围具有较高的活性，并能克服强烈温度波动的稳定性。
- (2) 高选择性 (SO_2 向 SO_3 转换率和其他方面作用低，即副反应少)。
- (3) 对 SO_2 、卤族酸 (如 HCl)、碱金属 (如 Na_2O) 和重金属 (如 As) 具有化学稳定性，即抗中毒性强。

(4) 所施加的烟气压力损失小。

(5) 寿命长、成本低。

3.2.5.1 催化剂的活性组分

用 SCR 法脱硝的催化剂有多种,按活性组分不同可分为金属氧化物催化剂、碳基催化剂、离子交换分子筛催化剂、贵金属催化剂和钙钛矿复合氧化物催化剂。其中,前两类已实现商业应用;离子交换分子筛对 NO_x 的催化还原和催化分解活性都很高,是研究比较活跃的领域。燃煤电厂中多数是以金属氧化物催化剂为主,碳基催化剂用于烟气同时脱硫脱氮技术也得到发展。

(1) 金属氧化物催化剂。电厂装配的 SCR 系统大多数采用以 V_2O_5 为活性成分的催化剂。现在应用的一般是 V_2O_5 催化剂负载于 TiO_2 上,其他也有负载于 Al_2O_3 、 SiO_2 、 $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-SiO}_2$ 、 ZrO_2 、 $\text{TiO}_2\text{-SiO}_2$ 等氧化物上的。 V_2O_5 作为 SCR 催化剂的活性成分具有以下优点:催化剂的表面呈酸性,容易将碱性的氨捕捉到催化剂表面进行反应,其特定的氧化势有利于将氨和 NO_x 转化为氮气和水;抗 SO_2 中毒能力较强;工作温度较低,约为 $350\sim 450^\circ\text{C}$ 。

除了 V_2O_5 外, Fe_2O_3 、 CuO 、 Cr_2O_3 等过渡金属氧化物也表现出一定的催化还原活性,这也引起了国内外的广泛关注,其中 Fe_2O_3 、 CuO 研究得较多。

(2) 碳基催化剂。活性炭以其特殊的孔结构和大的比表面积成为一种优良的固体吸附剂,用于空气或工业废气的净化由来已久。活性炭还可以在 SCR 技术中做催化剂,在中低温 ($90\sim 200^\circ\text{C}$) 和 NH_3 、 CO 或 H_2 的存在下选择还原 NO_x ,所以活性炭在固定源 NO_x 治理中有较高的应用价值。其最大优势在于来源丰富,价格低廉,易于再生,适用于温度较低的环境,这是使用其他催化剂所不能实现的。但是活性炭做催化剂活性很低,特别是空速较高的情况下。在实际应用中,常常需要经过预活化处理,或负载一些活性组分以改善其催化性能。

3.2.5.2 催化剂的形式和选择

市场上主要的催化剂类型可分为平板式和蜂窝状两种。平板状催化剂一般是以不锈钢金属网格为基材负载上含有活性成分的载体压制成板状;蜂窝状催化剂是由蜂窝陶瓷基材、金属载体和分散在蜂窝表面的活性组分组成,或金属载体负载活性成分直接挤压成蜂窝状的催化剂。

平板式催化剂最大的优点是容易堵灰。由于 SCR 一般安装在空气预热器之前,其飞灰质量浓度高达 $15\sim 20\text{g}/\text{m}^3$ (本文烟气量均指标准状态值),如果催化剂间隙过小,就会造成飞灰堵塞、磨损加重,系统阻力增大。一般来说,在催化剂间隙内,烟气速度并不均匀,平均速度约为 $8\text{m}/\text{s}$ 。在速度低于 $3\text{m}/\text{s}$ 的区域,飞灰就有可能附着在催化剂上,阻止催化剂与烟气接触。根据 BHK 的一项研究表明,平板式催化剂区域中流速低于 $3\text{m}/\text{s}$ 的约占 13%,而蜂窝状催化剂区域流速低于 $3\text{m}/\text{s}$ 的约占 22%,所以,蜂窝状堵灰情况要比平板式严重,解决的办法是加大催化剂单元格长度。在燃煤机组上,蜂窝状催化剂的单元格长度一般应在 6mm 以上,其长度越大,催化剂比表面积越小,需要的催化剂量就越多。燃煤机组若使用蜂窝状催化剂,用量可比平板式节省 20% 左右,但其单价又比平板式高约 20%,两者的总体价格差不多。但是,在燃气、燃油机组中,因飞灰含量极低,可减小蜂窝状催化剂单元格长度以增大比表面积,节省催化剂用量。

3.2.5.3 催化剂的钝化和处理

导致催化剂失效的主要原因是堵塞、高温烧结、中毒、

腐蚀。在正常运行情况下,催化剂中毒是主要失效原因。所谓的催化剂中毒是由飞灰中的重金属成分导致,其中又以砷影响最大。如果煤中砷的质量分数超过 3×10^{-6} ,催化剂寿命将会降低 30% 左右。催化剂堵塞一般是由氨盐的沉积和飞灰沉淀引起的;腐蚀由在催化剂面上的飞灰冲击引起,是气体速度、灰特性、冲击角度和催化剂特性集体影响的结果。为此,必须加强催化剂的管理,合理的更换。

为了维持必须的脱氮效率,一般在 SCR 投运一段时间后 (视脱氮率下降情况和氨滑移率而定),在反应器内预留的位置上增加一层催化剂,然后每隔一段时间依次更换每一层催化剂。被更换下来的催化剂,可抛弃或再生。再生是将催化剂送回原厂,经过冲洗、化学药剂浸泡、重新加入活性物质等处理过程后,将其催化效率恢复到出厂之初。催化剂再生所需的费用为购买全新催化剂费用的 1/2。

3.2.6 影响 SCR 催化剂性能的主要因素

对催化剂性能影响的主要因素有反应温度、催化剂量、氨的注入量等。

3.2.6.1 温度的影响

在 $250\sim 450^\circ\text{C}$ (最好 $350\sim 400^\circ\text{C}$),催化剂有最佳活性,通常脱硝反应设定在这个温度范围内。当反应温度不在这个温度范围内时,催化剂的性能将降低,尤其是在高温区域使用时,由于过热促使催化剂的表面被烧结,使催化剂寿命降低。但是,最近随着脱硝装置适用范围的扩大,同时也要求催化剂的使用温度范围扩大。催化剂反应温度的依赖特性是由催化剂的各种活性成分的含有浓度以及比例所决定的。通过适当地选择活性金属的组成,可以制造适合于各种用途且具有最佳特性的催化剂。

3.2.6.2 NH_3/NO_x 比和氨泄漏

NH_3 量的注入指标可用注入的 NH_3 和处理气体中 NO_x 物质的量之比 (NH_3/NO_x) 来表示,一般根据所要求的脱硝装置性能来设定 NH_3/NO_x 。排放气体中的 NO_x 和注入作为反应还原剂的 NH_3 几乎是以 1:1 的物质的量之比进行反应。增加 NH_3 的量可以提高脱硝率,同时也会使 NH_3 的泄漏量增加,对于特定的锅炉,SCR 反应器入口烟气 NO_x 逃逸的氨会与烟气中的 SO_3 生成铵盐,粘污锅炉空气预热器,氨逃逸过高影响锅炉安全经济运行。此外,氨逃逸过高会增加氨消耗从而增加运行费。因此,对氨逃逸应该加以 SCR 反应器的设计,都要规定一个基准的入口烟气严格限制,国际上通行的做法是将氨逃逸作为一个重要设计指标,根据经验对氨逃逸设定一个限值。氨逃逸的典型限值是 $2.28\text{mg}/\text{m}^3$ 或 $3.79\text{mg}/\text{m}^3$ 。

3.2.6.3 混合程度

只有气流在反应器中速度分布均匀,流动方向调整得当, NO_x 的转化率、氨逃逸率和催化剂的寿命才能得到保证。采用合理的喷嘴格栅,并为氨和烟气提供足够长的混合烟道是使氨和烟气均匀混合的有效措施,可以避免由于氨和烟气的混合不均所引起的一系列问题。

3.2.6.4 催化剂量和反应物的停留时间

催化剂的量是根据脱硝装置的设计能力和操作要求来决定的,增加催化剂量可以提高脱硝性能,在实际应用中,催化剂的初期充填量是设计要求的最佳量和使用期间的损失量之和。

反应物在催化剂内的停留时间越长, NO_x 的脱除效率越高。当烟气温度达到催化剂活性的最佳温度时,所需要的停留时间最短。停留时间通常用空间速度 (烟气体积流速与催化剂体积之比) 的倒数来表示。空间速度大,烟气在反应

器内的停留时间短，将导致 NO_x 与 NH_3 的反应不充分，氨的逃逸量大，同时烟气对催化剂骨架的冲刷也大。但若烟气流速过小，所需的 SCR 反应器的空间增大，催化剂和设备不能得到充分利用，不经济。空间速度在某种程度上决定反应是否完全，同时也决定着反应器的沿程阻力。

3.2.7 SCR 系统设备及辅助设备

氨和烟气的混合在烟气侧，尽量避免湍流的出现，在其前要保证一定的直段长度，在转弯的地方设置导流板，也可以在适当的地方安装多孔板，保证温度速度场均匀，在其后保证也要一定的直段（混合段）长度。导流板一般布置在变截面和弯头的地方，作用是让烟气流速均匀，并减少流动阻力，把流动归整。氨和烟气混合后进入静态混合器，充分混合。

氨的喷射由喷氨隔栅上的喷嘴完成，一般为圆形。在导管上面开孔或者加装喷嘴皆可。具体的尺寸和样式要看喷射隔栅的种类以及具体项目的设计参数。

喷射隔栅设计主要有三种：①配合涡流式静态混合器使用的喷射技术。喷嘴个数和静态混合器的片数一样，总量一般只有几个，因此喷嘴直径会很大。②线性控制式喷射隔栅。沿着烟道的两个相互垂直的方向或者其中一个方向分别引若干个管子，每根管子上又设置若干喷嘴，每个管子的流量可以单独调节，以匹配烟气中 NO_x 的含量。③分区控制式喷射隔栅。一般把烟道截面分成 20~30 个大小相同的区域，每个区域有若干个喷射孔，每个分区的流量单独可调，以匹配烟气中 NO_x 的分布。

喷射隔栅一个重要作用是要让每个喷口喷入的氨能够在设计的混合段长度内，和每个喷嘴区域内的烟气均匀混合；另外一个很重要的作用就是，要让喷入的氨的分布和烟气中 NO_x 的分布尽量的匹配，使得氨、氮摩尔比的分布尽量均匀。

在以上三种喷射隔栅配置中，在氨喷入的初始，分区控制的技术容易获得最均匀的氨氮摩尔比分布。第一种技术，氨在喷入的初始，氨和烟气的混合最差，氨氮摩尔比的分布也是最粗的。其中第一种技术必须和静态混合器配合使用，而其余两种，在脱硝效率比较低，对氨氮摩尔比分布要求不是很高的情况下，可以不用静态混合器。

氨的喷射格栅和静态混合器的技术，是 SCR 设计的关键，不同厂家采用的技术不同。而喷嘴的个数以及尺寸，要根据氨的流量、混合段长度、静态混合器的情况等进行设计计算。

3.2.8 SCR 工程实施和运行

国内目前使用 SCR 技术的燃煤电站较早的是福建漳州的后石电厂，后石电厂 600MW 机组脱硝采用炉内脱硝和烟气脱硝相结合的方法。炉内脱硝的方式采用 PM 型低 NO_x 燃烧器加分级燃烧脱硝法，脱硝效率可达 65% 以上，排放 NO_x 浓度在 369mg/m³ 左右。烟气脱硝方式采用日立公司的选择性触媒还原烟气脱硝系统（SCR 法）。液氨从液氨槽车由卸料压缩机送入液氨储槽，再经过蒸发槽蒸发为氨气后通过氨缓冲槽和输送管道进入锅炉区，通过与空气均匀混合后由分布导阀进入 SCR 反应器内部反应，SCR 反应器设置于空气预热器前，氨气在 SCR 反应器的上方，通过一种特殊的喷雾装置和烟气均匀分布混合，混合后烟气通过反应器内触媒层进行还原反应过程。脱硝后烟气经过空气预热器热回收后进入静电除尘器。每套锅炉配有一套 SCR 反应器，每两台锅炉公用一套液氨储存和供应系统。

该系统工艺流程如图 15.6-5 所示，系统技术指标如表 15.6-5 所列。

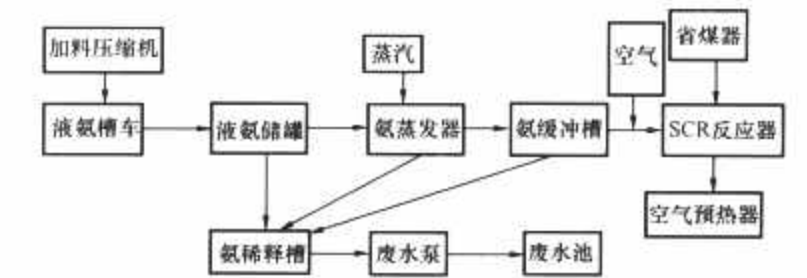


图 15.6-5 福建漳州后石电厂 SCR 系统工艺流程图

表 15.6-5 福建漳州后石电厂 SCR 系统技术指标

项 目	规 范
工 艺	干式催化剂脱硝
燃 料	煤
SCR	1 套/炉
催化剂类型	BHK 公司板式
烟气流量（标况下）（m ³ /h）	177 900
烟气温度（℃）	370（最大 420）
入口 NO _x 浓度（mg/m ³ ×10 ⁻⁶ ）	308
出口 NO _x 浓度（mg/m ³ ×10 ⁻⁶ ）	82~185
NH ₃ 滑移（×10 ⁻⁵ ）	5
NH ₃ /NO _x 反应摩尔比	0.77
内部压降（Pa）	254.8
脱硝效率（%）	40.0~73.3

3.3 选择性非催化还原（SNCR）烟气脱硝技术

3.3.1 技术原理与工艺流程

选择性非催化还原（SNCR）技术是一种成熟的商业性 NO_x 控制处理技术。SNCR 方法主要使用含氮的药剂在温度区域 870~1200℃ 喷入含 NO 的燃烧产物中，发生还原反应，脱除 NO，生成氮气和水。由于在一定温度范围，有氧气的情况下，氮剂对 NO_x 的还原，在所有其他的化学反应中占主导，表现出选择性，因此称之为选择性非催化还原。SNCR 在实验室内的试验中可以达到 90% 以上的 NO 脱除率。SNCR 应用在大型锅炉上，选择短期示范期间能达到 75% 的脱硝效率，典型的长期现场应用能达到 30%~50% 的 NO_x 脱除率。在大型的锅炉（大于 300MW 发电功率）上运行，通常由于混合的限制，脱硝率小于 40%。

SNCR 的技术关键是喷入炉膛高温区域的氨在还原反应温度范围有足够的反应停留时间（通常要求最佳停留时间应在 1s 以上，最短不能小于 0.3s），并能够迅速与烟气充分混合，在整个炉膛截面实现均匀分布。

SNCR 相对低 NO_x 燃烧器和 SCR 的初投资低，停工安装期短，原理简单，硬件工艺成熟。

典型的 SNCR 脱硝技术工艺流程见图 15.6-6。

3.3.2 SNCR 脱硝技术的各种关键参数的选择

在 SNCR 的技术设计和应用中，影响脱硝效果的主要因素包括：

- (1) 温度范围。
- (2) 合适的温度范围内可以停留的时间。
- (3) 反应剂和烟气混合的程度。
- (4) 未控制的 NO_x 浓度水平。
- (5) 喷入的反应剂与未控制的 NO_x 的摩尔比—— NH_3/NO 摩尔比。
- (6) 气氛（氧量、一氧化碳浓度）的影响。

(7) 氮剂类型和状态。

(8) 添加剂的作用。

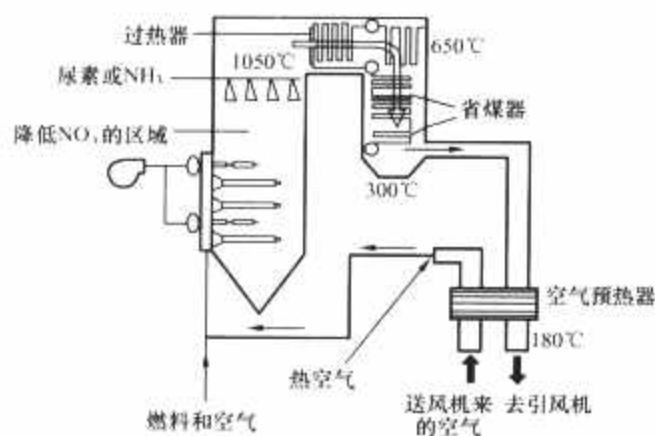


图 15.6-6 典型的 SNCR 脱硝技术工艺流程图

3.3.2.1 温度范围的选择

实验表明，SNCR 还原 NO 的反应对于温度条件非常敏感，温度窗口的选择是 SNCR 还原 NO 效率高低的关键。温度窗口取决于烟气组成、烟气速度梯度、炉型结构等系统参数。一般认为理想的温度范围为 700~1000℃，温度高，还原剂被氧化成 NO_x，烟气中的 NO_x 含量不减少反而增加；温度低，反应不充分，造成还原剂流失，对下游设备产生不利的影响甚至造成新的污染。由于炉内的温度分布受到负荷、煤种等多种因素的影响，温度窗口随着锅炉负荷的变化而变动。根据锅炉特性和运行经验，最佳的温度窗口通常出现在折焰角附近的屏式过、再热器处及水平烟道的末级过、再热器所在的区域。

3.3.2.2 合适的停留时间

还原剂必须和 NO_x 在合适的温度区域内有足够的停留时间，这样才能保证烟气中的 NO_x 还原率。还原剂在最佳温度窗口的停留时间越长，则脱除 NO_x 的效果越好。NH₃ 的停留时间超过 1s 则可以出现最佳 NO_x 脱除率。尿素和氨水需要 0.3~0.4s 的停留时间以达到有效的脱除 NO_x 的效果。

3.3.2.3 SNCR 工艺所用的还原剂类型

SNCR 工艺所用的两种最基本的还原剂是无水液氨和尿素。尿素表现出较高的 NO 和 NO₂ 脱除效率，尿素运输储存方便，在使用上比氨气和液氨安全，是良好的 NO_x 基还原剂，国际上 SNCR 常选用它；液氨是易燃易爆有毒的化学危险品，氨水挥发性强且输运不便。值得注意的是，近年的研究表明，用尿素作为还原剂时，NO_x 会转化为 N₂O，N₂O 会破坏大气平流层中的臭氧，除此之外，N₂O 还被认为会产生温室效应，因此产生 N₂O 问题已引起人们的重视。与尿素相比，碳酸氢铵来源广，易得价低，更适合我国国情。

3.3.2.4 适当的 NH₃/NO 摩尔比

根据化学反应方程，NH₃/NO_x 摩尔比应该为 1，但实际上都要比 1 大才能达到较理想的 NO_x 还原率。已有的运行经验显示，NH₃/NO 摩尔比一般控制在 1.0~2.0 之间，超过 2.5 对 NO_x 还原率已无大的影响，NH₃/NO 摩尔比过大，虽然有利于 NO_x 还原率增大，但氨逃逸加大又会造成新的问题，同时还增加了运行费用。如何更有效地控制 NH₃ 的泄漏，仍然有待于更进一步的研究。随着氨水喷入量的增加，氨水与烟气的混合情况有所好转，因此在高 NH₃/NO 摩尔比值情况下取得了好的效果。

3.3.2.5 还原剂和烟气的充分混合

还原剂和烟气的充分混合是保证充分反应的又一个技术

关键，保证适当的 NH₃/NO 摩尔比是得到较高的 NO_x 还原率的基本条件之一。大量研究表明，烟气与还原剂快速而良好混合对于改善 NO_x 的还原率是很必要的。

3.3.2.6 气氛的影响

合适的氧量也是保证 NH₃ 与 NO 还原反应正常进行的制约因素。随着氧量的增加，NO 还原率不断下降。这是因为存在大量的 O₂ 使 NH₃ 与 O₂ 的接触机会增多，从而促进了 NH₃ 氧化反应的进行。烟气中的 O₂ 在数量级上远大于 NO，在还原反应中微量的氧可大大满足反应的需求，因此从氧量对于 NO 还原率的影响来看，氧量越小越有利于 NO 的还原。

为了提高 SNCR 对 NO_x 的还原效率，降低氨的泄漏量，必须在设计阶段重点考虑以下几个关键的工艺参数：燃料类型、锅炉负荷、炉膛结构、受热面布置、过量空气量、NO 浓度、炉膛温度分布、炉膛气流分布以及 CO 浓度等。

3.3.3 氨储存输送系统

图 15.6-7 所示为简化的 SNCR 工艺工程示意图，一个典型的 SNCR 系统是由还原药剂的储藏、计量仪表、稀释、混合、输送和喷射装置组成，主要包括还原药剂储藏罐、泵、管道、喷射器和与之相关的控制系统以及 NO 在线监测系统。还原剂的喷入系统必须将还原剂喷到锅炉内最有效的部位——炉膛上部温度适宜还原反应的区域，并保证与烟气充分混合。为节约成本，系统采用模块化设计思想。氨储存方式可分为氨水溶液和无水氨，气态氨需高压储存，因此设计时需考虑安全性问题。

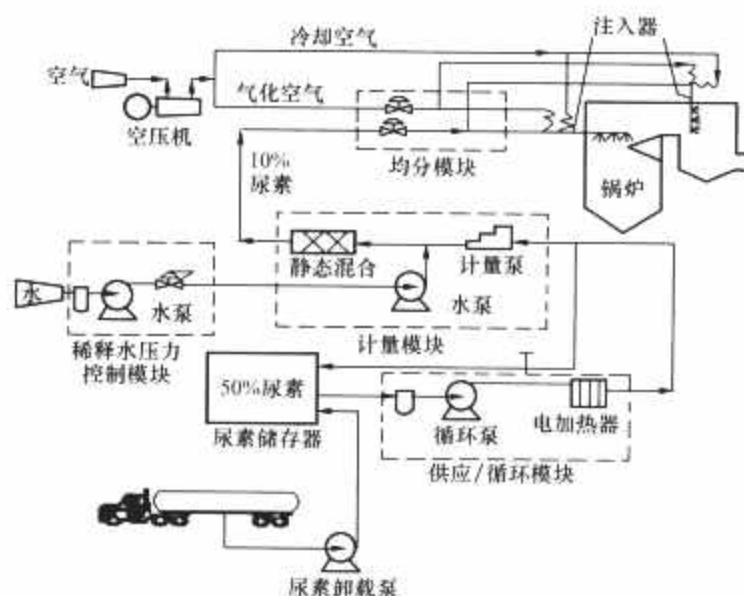


图 15.6-7 SNCR 工艺流程

3.3.4 SNCR 系统优化

从概念上说，SNCR 过程就是将还原剂喷入到一个合适的位置，选择性的将 NO_x 还原成无害的氮气。现在常用的氮剂喷射技术有两种：

(1) 使用压力或者风力雾化器，在喷入炉膛之前雾化好。

(2) 用高速的携带流送入炉膛（常用空气），喷入后靠高温的烟气冲击雾化。在实际应用中，还原剂喷入位置处的速度和温度都存在严重的不均匀性，为了适应锅炉负荷的变化，要求布置多层还原剂喷口。布置多层喷口也能提高还原剂的利用率。

根据炉膛尺寸选择合理尿素溶液喷入位置，也是影响脱硝效果的关键。在流化床锅炉上的实验也表明，优化 NH₃ 喷入的位置，不但能提高 NO_x 还原率，而且能降低 CO 的排放。

随着计算机模型研究的发展,可用计算流体力学模型(CFD)和化学动力学模型(CKM)来确定每台锅炉的特性及实现最佳化学反应所需的喷燃器安装位置、数量及喷燃器性能,绘制每台锅炉的烟气温度和排放分布图,确定还原剂喷入点,以评价 SNCR 在大型燃煤锅炉上的应用效果。

3.3.5 SNCR 和 RRI 技术的应用实例

SNCR 是一项成熟的技术。1974 年在日本首次投入商业应用,到目前为止,SNCR 的商业应用以及全尺度的示范工程已经运用于燃用各种燃料的所有类型的锅炉中,其中有 30 个电站锅炉应用了 SNCR 技术,容量总共约为 7100MW,其中有 5 个机组的容量超过了 600MW,最大容量达到了 640MW。在瑞典,Linköping P1 地区的供热站的燃煤锅炉使用 SNCR,烟气中的 NO 含量为 $300 \times 10^{-6} \sim 350 \times 10^{-6}$ 时可降低 65% 的排放。在捷克,1992 年以来,为了满足新的环境标准的要求,5 个燃煤锅炉安装了 SNCR 系统。在韩国,1999 年 9 月韩国电力公司的 250MW 的 B&W 对冲燃烧燃煤锅炉上安装了 SNCR,在烟气中的 NO 含量为 400×10^{-6} 时,还原率为 40%,氨逃逸率为 15×10^{-6} 。在中国台湾,中钢公司动力工厂的一个 55MW 的美国 CE 公司燃煤锅炉安装了 SNCR,在烟气中 NO 含量为 300×10^{-6} 时可得到 43% 的还原率,同时氨的逃逸小于 10×10^{-6} 。

RRI 技术和常规 SNCR 不同之处在于 RRI 技术将氨还原剂喷入富燃区域,因此一般和 OFA 分级燃烧技术结合使用,喷入温度大大超过常规 SNCR 合适的温度范围。但由于缺少氧气,因此,并不会引起氨还原剂氧化成 NO 的情况。RRI 技术的氨还原剂消耗量比较大,氨氮比一般为 2~4。随着喷入区域过量空气系数减少和停留时间的延长,脱硝效果会增加,其显著优点是 NH_3 、 N_2O 的排放小。

在美国能源部(DOE)和美国电力研究所(EPRI)的资助下,RJM 公司首先在 England 电站 1 号炉(1300MW 旋风炉)进行了实验研究和示范:RRI 结合 OFA 可以取得 66% 的脱硝率,氨泄漏量小于 1×10^{-6} 。如果再结合 SNCR,则能达到 78% 的脱硝率,这时氨泄漏量小于 5×10^{-6} 。

美国 Sioux 电站 1 号炉(500MW 旋风炉)上使用 RRI,喷入氨氮比为 3 的时候,取得同样的 30% 左右的脱硝效果,在基础的 OFA 工况下,前者从 260×10^{-6} 下降到 163×10^{-6} ,后者从 329×10^{-6} 下降到 230×10^{-6} ,脱硝率分别为 37% 和 30%。

3.3.6 SNCR 工程调试问题与解决方法

SNCR 的应用中可能出现的问题:

(1) SNCR 工艺中氨的利用率不高,为了还原 NO_x 必然使用过量的氨,容易形成过量的氨逃逸。引起 SNCR 系统氨逃逸的原因有两种,一种是由于喷入点烟气温度低影响了氨与 NO_x 的反应;另一种可能是喷入的还原剂过量或还原剂分布不均匀。还原剂喷入系统必须能将还原剂喷入到炉内最有效的部位,因为 NO_x 的分布在炉膛对流断面上是经常变化的,如果喷入控制点太少或喷到炉内某个断面上的氨分布不均匀,则会出现分布较高的氨逃逸量。在较大的燃煤锅炉中,还原剂的均匀分布则更困难,因为较长的喷入距离需要覆盖相当大的炉内截面。为保证脱硝反应能充分地进行,以最少的喷入 NH_3 量达到最好的还原效果,必须设法使喷入的 NH_3 与烟气良好地混合。

氨的逃逸造成环境的污染,并形成 $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$,容易造成空气预热器堵塞,并有腐蚀的危险。飞灰中逃逸的氨浓度大于 5×10^{-6} 时,不但会影响副产品飞灰的处理费用,而

且挥发出的氨会污染环境。采用搪瓷表面冷段传热元件、配置高压水冲洗设备、修改转子结构设计等对策可缓解堵塞现象。氨气逃逸率的控制是改善预热器堵灰程度的最直接手段。有不少研究表明,通过多级喷氨能提高氨的利用率和较小氨的逃逸率,如四级喷氨、二级喷氨。

(2) SNCR 烟气脱硝技术的脱硝效率一般不高,随锅炉结构尺寸影响很大,见表 15.6-6。

表 15.6-6 不同锅炉的 SNCR 脱硝效果

锅炉类型	锅炉容量 (MW)	燃料类型	NO_x 还原率 (%)
CFB	12	烟煤	88
CFB	1.0	废木头	60
CFB	0.4	煤	65
CFB	0.7	低硫煤	67
焚烧炉	1.5	MSW	68
煤粉示范炉	0.5	褐煤	85
煤粉炉(前墙燃烧)	50	烟煤	83
煤粉炉(四角燃烧)	150	褐煤	70
前墙燃烧	110	天然气	45
前墙燃烧	110	重油	70
前墙燃烧	850	重油	35

大型电站锅炉由于炉膛尺寸大、锅炉负荷变化范围大,从而增加了对这几个因素控制的难度。国外的实际运行结果表明,应用于大型电站锅炉的 SNCR 的 NO_x 还原率只有 25%~40%。而且实验结果表明,随着锅炉容量的增大,SNCR 的 NO_x 还原率呈下降的趋势。

(3) 如果运行控制不适当,用尿素作还原剂时可能造成较多的 CO 排放。这是因为低温尿素溶液喷入炉膛内的高温气流引起淬冷效应,造成燃烧中断,导致 CO 排放的增加。

(4) 在锅炉过热器前大于 800°C 的炉膛位置喷入低温尿素溶液,必然会影响炽热煤炭的继续燃烧,引发飞灰、未燃烧碳提高的问题。

由于电站锅炉炉膛尺寸大及负荷变化,造成单独使用 SNCR 的 NO_x 脱除效率低($<50\%$),而氨的逃逸却较高($>10 \times 10^{-6}$),所以目前国外大型电站锅炉单独使用 SNCR 的不多,绝大部分是 SNCR 技术和其他脱硝技术的联合应用。

SNCR 和低 NO_x 燃烧器的联合应用。2001 年美国的一份政府科技报告称:B&W 公司和其他研究机构联合开发一种适用于大多数煤种的超低 NO_x 燃烧器和 SNCR 的联合脱硝技术,它的运行和建设成本约为 SCR 的一半,而 NO_x 的排放可达到 SCR 的标准。

SNCR 和再燃烧技术的联合应用。在燃料富集的条件下再燃烧,可造成还原气氛,还原烟气中的 NO_x 。在再燃烧的燃尽过程中,可使相当一部分 NO 还原成 N_2 。

在美国威斯康星州电力公司的 620MW 的燃煤锅炉上应用 SNCR 和再燃烧技术,达到了 56% 的 NO_x 还原率。在 PSE&G Mercer Station 的两个 320MW 的煤粉锅炉上使用该技术,达到了 60% 的 NO_x 还原率。

氨逃逸率的要求限制了 SNCR 的脱硝效率,但在 SNCR/SCR 系统里,SNCR 所产生的氨可以作为下游 SCR 的还原剂,由 SCR 进一步脱除 NO,同时减少了 SCR 的催化剂使用量,从而得到较高的 NO_x 脱除率,较低的氨气泄

漏，而且其安装费和投资费用比 SCR 更低，降低了成本。在美国南加州使用该系统的燃煤锅炉的 NO_x 脱除率可达到 70%~92%，在新泽西州液态排渣燃煤锅炉可达到 90%，氨逃逸在 2×10⁻⁶ 以下。

近年来，为了提高 SNCR 脱硝效率，电子束或辐射辅助 SNCR 和等离子体辅助 SNCR 也受到很大关注，后端安装 NO 氧化装置可将 N₂O 氧化成 NO₂，通过化学洗涤的方式除去 NO_x，但这些技术还正处于研究之中。

3.4 SNCR/SCR 联合脱硝技术

SNCR/SCR 联合烟气脱硝技术是集合了 SCR 与 SNCR 技术的优势而发展起来的一种比较高效的烟气脱硝技术。首先在炉膛上部或者对流区喷入还原剂进行 SNCR 反应，进行初步的脱硝。在 SNCR 反应过程中产生的氨泄漏可以作为部分或全部的下游 SCR 反应的还原剂，这样就进一步提高了 SNCR 过程的脱硝效率。

这些年来，混合 SNCR/SCR 工艺逐渐受到日益重视与推广，SNCR/SCR 混合工艺成为目前和今后主流的烟气脱硝技术之一。

3.5 三种主流的烟气脱硝工艺的比较

(1) SNCR 工艺主要技术特点是工程造价低，占地面积小，适用于老厂改造，新炉可依锅炉设计加以配合，脱硝效率更高。工艺的主要不足之处就是脱硝效率低，氨逃逸率较

大以及还原剂耗量相对较高。因此 SNCR 工艺的设计与运行过程中，如何实现以尽可能少的脱硝还原剂达到尽可能高的 NO_x 脱除率，同时保证较低的氨逃逸，将是 SNCR 工艺的关键。

(2) SCR 工艺的主要技术优势就是脱硝率高，但是投资也高，占地面积大，对于老厂加装改造工程，往往由于场地的限制，给工程设计与施工带来很大的困难。另外工艺所使用的催化剂受煤质的影响比较大，以及 SCR 过程 SO₂/SO₃ 转化率过高造成对下游设备的堵塞与腐蚀等问题。

(3) SNCR/SCR 工艺主要的技术优势就是结合了 SNCR 和 SCR 工艺的优点，既可获得较高的脱硝效率，又可降低投资、运行费用，对于布置 SCR 反应器空间受限制而 NO_x 排放要求较高的老机组改造是一种比较好的选择。但其氨逃逸率会比较高一些，且工艺系统相对会比较复杂一些。

上述三种烟气脱硝技术工艺的综合比较见表 15.6-7。对于老机组改造，需结合原有设备基础、钢架、现场空间、NO_x 排放控制指标等条件综合进行技术经济比较来确定选择何种烟气脱硝工艺。且首先可以考虑通过燃烧系统低 NO_x 燃烧技术改造来降低燃烧过程中生成的 NO_x 浓度，在采取一次降 NO_x 措施难以实现 NO_x 排放目标时再考虑采取二次的烟气脱硝技术改造措施，将是最经济的改造方法。

对于新机组，在设计过程中应首先采用先进的低 NO_x 燃烧技术，以最大限度降低燃烧过程中生成的 NO_x 量，再考虑足够的空间以设计 SCR 装置。

表 15.6-7 烟气脱硝技术综合比较

项 目	SCR 技术	SNCR 技术	SNCR/SCR 混合技术
反应剂	NH ₃ 或尿素	尿素为主	尿素为主
反应温度	320~400℃	850~1100℃	前段：850~1100℃ 后段：320~400℃
催化剂	催化剂用量很高	不使用催化剂	少量催化剂
脱硝效率	70%~90%	25%~50%	可达 80% 以上
反应剂喷射位置	多选择于省煤器与 SCR 反应器间烟道内	通常在炉膛内喷射，但需与锅炉厂家配合	锅炉负荷不同喷射位置也不同，通常位于一次过热器或二次过热器后端
SO ₂ /SO ₃ 氧化	SO ₂ /SO ₃ 氧化较高	不存在 SO ₂ /SO ₃ 氧化	SO ₂ /SO ₃ 氧化低
NH ₃ 逃逸	3~5μL/L	10~15μL/L	5~10μL/L
对空气预热器影响	ABS 的堵塞或腐蚀机会较高	ABS 堵塞或腐蚀机会很低	ABS 造成堵塞或腐蚀机会较低
系统压力损失	烟道和催化剂造成系统压力损失高	没有压力损失	烟道和催化剂造成系统压力损失低
燃料的影响	高灰分会磨损催化剂，碱金属氧化物会使催化剂钝化	无影响	因催化剂用量少，影响较 SCR 低
锅炉的影响	受省煤器出口烟气温度的影响	影响与 SNCR/SCR 混合相同	受炉膛内烟气流速及温度分布的影响
吹灰	需布置多层吹灰器	不需要	最多不超过一层
投资及运行费用	很高	低	较高
老厂改造	复杂	易	中

参考文献

- [1] 姚强, 陈超. 洁净煤技术. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [2] 郑楚光. 洁净煤技术. 武汉: 华中理工大学出版社, 1996.
- [3] 李桂中. 电力建设与环境保护. 天津: 天津大学出版社, 2000.
- [4] 郭东明. 硫氮污染防治工程技术及其应用. 北京: 化学工业出版社, 2001.
- [5] 周大地. 2020 中国可持续能源情景. 北京: 中国环境科学出版社, 2003.
- [6] 国家环境保护总局《空气和废气监测分析方法》编委会. 空气和废气监测分析方法. 北京: 中国环境科学出版社, 2003.
- [7] 曾汉才. 燃烧与污染. 武昌: 华中理工大学出版社, 1992.
- [8] 日本废弃物学会. 废弃物手册. 金东振, 等译. 北京: 科学出版社, 2004.
- [9] 吴忠标. 实用环境工程手册. 北京: 化学工业出版社, 2001.
- [10] 吴忠标. 大气污染控制工程. 北京: 科学出版社, 2002.
- [11] 李广超. 大气污染控制技术. 北京: 化学工业出版社, 2001.
- [12] 刘德生. 环境监测. 北京: 化学工业出版社, 2001.
- [13] 齐文启, 等. 环境监测新技术. 北京: 化学工业出版社, 2004.
- [14] 张殿印, 王纯. 除尘器手册. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [15] 孙熙. 袋式除尘技术与应用. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [16] 原永涛, 等. 火力发电厂电除尘技术. 北京: 化学工业出版社, 2004.
- [17] 胡志光, 胡满银, 常爱玲. 火电厂除尘技术. 北京: 中国水利水电出版社, 2005.
- [18] 岑可法, 倪明江, 严建华, 等. 气固分离理论及技术. 杭州: 浙江大学出版社, 1999.
- [19] 许华, 藏清. 电厂大型机组除渣系统探讨. 水利电力机械, 2005, 27(2).
- [20] 李立新, 张咏冰. “挡风抑尘墙”对粉尘污染的防治. 环境保护, 2005, (5).
- [21] 盛昌栋. 煤粉锅炉共燃生物质发电技术的特点和优势. 热力发电, 2006, (3).
- [22] 赵庆祥. 污泥资源化技术. 北京: 化学工业出版社, 2002.
- [23] 尹军, 谭学军. 污水污泥处理处置与资源化利用. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [24] 陈尚兵, 等. 城市垃圾焚烧处理中重金属和有机氯化物的二次污染与防治. 环境导报, 1998(6).
- [25] 金国森, 等. 干燥设备. 北京: 化学工业出版社, 2002.
- [26] 朱南文, 徐华伟. 国外污泥热干燥技术. 给水排水, 2002, 28(1).
- [27] 中国动力工程学会. 火力发电设备技术手册: 第一卷, 锅炉. 北京: 机械工业出版社, 2001.
- [28] 机械工程手册编委会, 电机工程手册编委会. 电机工程手册: 第五卷, 电力系统卷. 北京: 机械工业出版社, 1996.
- [29] 刘天齐. 三废处理工程技术手册: 废气卷. 北京: 化学工业出版社, 1999.
- [30] 赵星, 徐堂, 陈之易, 等. 火电厂 FGD 技术标准与主流工艺设计、制造、安装、调试、运行、检修、后评估实施手册. 北京: 中国知识出版社, 2005.
- [31] Hill F F, Zank J. Flue gas desulphurization by spray dry absorption. Chemical Engineering and Processing, 2000, (39).
- [32] 王乃华, 高翔, 等. 浆液组分添加剂对喷雾干燥 FGD 性能影响的研究. 动力工程, 2001, 21(3).
- [33] Gao X, Luo ZY, Liu N, et al. Desulfurization characteristic of calcium-based sorbent during activation process. Journal Of Chemical Engineering Of Japan, 2001, 34(9).
- [34] 程峰, 骆仲浚, 高翔, 等. 液柱冲击塔湿法 FGD 的试验研究. 浙江大学学报(工学版), 2005, 39(11).
- [35] 曾庭华, 杨华, 马斌. FGD 系统的安全性及优化. 北京: 中国电力出版社, 2004.
- [36] Murakami S. Overview of turbulence models in CWE-1997. J. Wind Eng. Ind. Aerodyn., 1998, 74-76.
- [37] 钟毅, 林永明, 高翔, 等. 石灰石/石膏湿法 FGD 系统石灰石活性影响因素研究. 电站系统工程, 2005(6).
- [38] 钟秦. 燃煤 FGD 脱硝技术及工程实例. 北京: 化学工业出版社, 2002.
- [39] 孙克勤, 钟秦. 火电厂 FGD 系统设计、建造及运行. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [40] 武文江. 石灰石—石膏湿法 FGD 技术. 北京: 中国水利水电出版社, 2006.
- [41] 郝吉明, 王书肖, 陆永琪. 燃煤二氧化硫污染控制技术手册. 北京: 化学工业出版社, 2001.
- [42] 霍仲存. 工业脱硫技术. 北京: 化学工业出版社, 2001.
- [43] 周至祥, 段建中, 薛建明. 火电厂湿法 FGD 技术手册. 北京: 中国电力出版社, 2006.

第 16 篇 火力发电厂运行

主编单位：西安热工研究院有限公司

主 编：赵 毅 杨寿敏 赵宗让 白少林 汪德良 颜渝坪
于新颖 范长信 王月明编写人员：赵 毅 杨寿敏 赵宗让 白少林 汪德良 颜渝坪
于新颖 范长信 王月明 梁昌乾 危师让 雷兆团
王红雨 党黎军 刘 超 张亚夫 高景辉 辛军放
李续军 陈少华 都劲松 彭金宁 兀鹏越 吴恒运
赵志丹 滕维忠 张文斌 何信林 李 元
宁 哲 付 昶 赵永坚 何 涛 何育东 祁君田
牛国平 李益民 许传凯 贾建民 朱宝田 张学延
张安国 陈宝康 宋文希 胡洪华 朱立彤 王生鹏
黄嘉驹 何广仁 马剑民 孙 永 薛彦廷 侯争胜
杨 博 任志文 曹浩军 肖 勇 贾强邦 景效国
高海东 曾卫东 桑永福 崔战兵 薛建中 习志勇
李 军 周 明 廖永新 李耀军 柯于进 刘家钰
居文平 马庆玲 杨宝红 魏铜生

(西安热工研究院有限公司)

付秦生 (西安交通大学)

宋瑞宏 (天津大唐国际盘山发电有限责任公司)

盛克文 (天津大唐国际盘山发电有限责任公司)

第1章 概述

1 任务和范围

近年来,随着国民经济的快速发展,电力工业得到高速发展。截至2007年底,我国装机总容量达713 290MW,其中:火电装机容量554 420MW,占总装机容量的77.73%;水电装机容量145 260MW,占20.36%;核电装机容量8950MW,占1.25%;风电及其他装机容量4660MW,占0.66%。2006年和2007年新增装机容量均突破了100 000 MW。已投运1000MW级超超临界机组7台,600MW级超超临界机组4台,600MW级超临界机组约80台,600MW级空冷机组约40台。

随着装机规模迅速扩大,火力发电技术呈现出新的特点,主要表现在:单机容量不断增加;蒸汽参数进一步提高;新机型不断涌现;新技术、新材料广泛采用。此外,国家关于节能减排的要求日趋严格,发电企业进行技术改造,优化机组运行参数,降低机组供电煤耗,减少辅机电耗,提高机组运行效率等对火力发电厂的运行技术提出了新的更高的要求。由于我国当前火电站的设计、设备制造、安装、调试及运行等方面的技术水平和管理水平还不够完善,与国外先进水平比较还存在一定差距,因此火电厂锅炉“四管爆破”故障屡见不鲜,汽轮机进水及大轴弯曲事故时有发生,断油烧瓦事故还未根本杜绝,叶片断裂事故不断发生,材料高温蒸汽氧化和烟气腐蚀问题仍十分普遍,发电机和变压器损坏事故频繁发生,这些都直接威胁着机组的安全稳定运行。

火力发电厂运行技术研究的任务就是要保证机组安全运行,尽量减少或避免发生非计划停运和人身、设备损坏事故,实现机组的高效、稳定和经济运行。它包括电厂安全管理、生产经营管理、生产技术管理、运行管理、技术监督、人员培训等方面。本篇以常规燃煤火力发电厂运行为出发点,重点介绍了机组启动、调试、运行控制、故障诊断、事故预防、安全评价、寿命评估、性能试验、节能诊断、运行优化等内容。由数十名科技工作者在参考了大量图书、文献、资料、标准的基础上,根据作者多年来的实际工作经验,结合近年来的典型案例、数据图表,进行了归纳、总结和提炼,完成了本篇内容。力求做到内容新颖、实用便查。

2 火电技术发展特点

2.1 大容量、高参数火电技术

我国能源结构决定了以煤为主的格局。提高燃煤机组发电效率,降低污染物排放是燃煤发电技术发展永恒的主题。纵观火力发电技术一百多年的发展历史,提高蒸汽参数,采用更先进的设备及技术,不断提高循环效率,是火电技术长期和一贯追求的目标。我国火力发电技术同样经历了中压、高压、超高压、亚临界、超临界和超超临界的发展过程。特别是近几年,我国电力工业的发展速度令世界瞩目。

2004年,华能沁北电厂国产超临界600MW燃煤发电机组示范工程建成投产,揭开了我国超临界燃煤发电机组建设

的序幕。该示范工程锅炉由东方锅炉有限公司引进日本巴布科克—日立公司技术制造,设计燃用贫煤,是超临界变压本生型直流锅炉,采用一次再热、前后墙对冲燃烧、单炉膛、尾部双烟道、固态排渣、平衡通风、全悬吊结构。汽轮机由哈尔滨汽轮机有限责任公司引进日本三菱公司技术制造,进汽参数为24.2MPa/566℃/566℃,汽轮机形式为一次中间再热、单轴、三缸、四排汽反动式汽轮机。

截至2007年底,华能玉环电厂投运了4×1000MW超超临界燃煤机组,锅炉采用日本三菱重工技术,内螺纹管垂直管圈水冷壁,汽轮机采用西门子技术,筒装结构,进汽参数:26.25MPa/600℃/600℃;华电邹县电厂投运了2×1000MW超超临界机组,锅炉采用日本巴布科克—日立公司技术,内螺纹管垂直管圈水冷壁,汽轮机采用日立技术,进汽参数:25MPa/600℃/600℃;国电泰州电厂投运了1×1000MW超超临界机组,锅炉采用三菱公司技术,汽轮机采用东芝公司技术,末级叶片长度1219mm,进汽参数:25MPa/600℃/600℃。这些1000MW超超临界机组,汽轮机设计热耗率为7316~7350kJ/kWh,燃用烟煤时锅炉设计效率为93.5%~94%,额定工况下发电效率可达45%,代表着当今火力发电世界先进技术。

为了进一步提高循环效率,欧洲制订了发展下一代超超临界机组“Thermie 700计划”,目标是蒸汽参数达到37.5MPa/700℃/700℃,发电效率达到50%~52%,温室气体CO₂排放降低15%,并降低燃煤电厂投资,预期2014年完成。

2.2 空冷技术

我国煤炭资源主要集中在内蒙、山西、陕西、甘肃、新疆、宁夏,这些区域交通运输不便,水资源匮乏,制约了火电机组的发展,而采用空冷技术能很好地解决这个问题。因此,空冷机组在富煤缺水地区得到迅猛发展,大唐大同第二发电厂首批2×600MW直接空冷机组投运,为空冷技术的发展积累了宝贵经验;大唐阳城电厂2×600MW间接空冷机组的投运,进一步提高了空冷机组的效率;还有大批600MW超临界空冷和供热空冷机组即将投运,将为空冷技术的发展奠定良好的基础。

国外大容量空冷机组均采用电动给水泵,为降低厂用电率,增加上网负荷,我国空冷机组配置多采用汽动给水泵方案,为了进一步节约水资源消耗,汽动给水泵排汽有的采用间接空冷,有些电厂还在探讨采用直接空冷,这都对机组的运行控制提出了更高的要求。根据现已投运空冷机组的实际运行情况,夏季经常出现带负荷困难,冬季存在防冻等问题,这直接影响了空冷电厂的经济效益,也对机组的设计选型和运行提出了新的要求。

2.3 电站材料科学技术

高参数火力发电技术要求材料具备良好的热强性能、优异的冷热加工性能、抗高温氧化和腐蚀性能以及较高的性价比,新材料技术的不断发展和完善,满足了高参数发电对材

料性能的要求,直接推动了更高参数火力发电技术的进步。

基于多元强化理论、成分优化技术、控轧技术等发展而成的9Cr~12Cr新型马氏体耐热钢(t/P91、t/P92、t/P122等)和细晶粒奥氏体钢(Super304、TP347HFG),具有良好的热强性能和抗高温氧化及腐蚀性能,满足了600℃超临界发电技术的需要;含Cr量达到25%左右的HR3C等材料,其抗高温氧化和腐蚀的能力更强,保证了600℃超超临界机组的材料要求。正在开发的镍基、钴基耐高温合金等新材料,可极大地推动650℃乃至700℃超临界和超超临界发电技术的快速发展。材料表面技术和界面技术,如材料的表面涂层、表面强化和晶界强化等技术的提升,也大大推动了高参数燃气发电技术的发展。

2.4 设备维修技术

设备维修是保证设备在寿命周期内安全、可靠、经济运行的基础。目前发电设备使用的维修方式为事后维修、定时检修、点检定修、优化检修。事后维修往往是当设备发生故障必须停止设备运行而进行的维修,有些设备故障进行维修将导致机组停运,如汽轮机转子弯曲、锅炉严重爆管等。定时检修是在规定的时间内对设备的检修,如定期进行的机组大修。点检定修是利用人的感官和简单的仪表工具,或精密检验设备和仪器,按照预先制定的技术标准,定人、定点、定量、定标准、定路线、定周期、定方法、定检查记录,施行全过程对运行设备进行的动态检查。它是一种能及时掌握设备运行状态,指导设备优化检修的科学方法。优化检修是以设备状态为基础,以预测设备状态发展为依据,根据对设备的日常检查、定期重点检查、在线状态监测和故障诊断所提供的信息,经过分析处理,判断设备的健康和性能老化状况及其发展趋势,并在设备故障发生前及性能降低到不允许极限前有计划地安排检修,是设备维修的最先进方法。

设备状态评估是对当前设备状况、管理水平利用科学的方法进行分级、排序、评估,根据设备评估的结果选择不同设备的维修策略、维修内容、维修时机。既有的设备采用预防性维修(定期检修),有的采用纠正性维修(故障出现后维修),有的设备采用预知性维修(根据设备的状态提前探知故障的发生,定出维修计划),有的采用主动性维修(分析故障原因后进行彻底维修),将这些策略有机地综合运用在维修计划中,实现对设备的优化检修。新的设备评估技术主要包括以可靠性为中心的维修分析(RCM)、根本原因分析(RCA)、以风险为基础的维修分析(RBM)、寿命评估(LM)。

2.5 节能降耗技术

我国是能源消耗大国,能源利用效率较低,为此,国家提出了“十一五”期间单位GDP国民生产总值能源消耗降低20%。电力是能源消费大户,电力用煤约占全国煤炭消耗总量的50%。因此,电力行业节能降耗工作就显得十分重要,积极开发和推广应用先进的节能技术也是提高电力企业竞争实力的重要手段。

通流部分改造技术是现役300MW及以下容量汽轮机节能降耗的重要手段之一。进行全三维气动设计,应用新型高效弯扭叶片,改进主汽门、调节汽门结构,优化高压缸、中压缸、低压缸排汽涡壳,采用蜂窝汽封、弹性可调汽封,以及近期出现的接触式弹性可调汽封,可有效提高汽轮机通流效率。通常,实施汽轮机通流部分改造,机组供电煤耗可降低15~20g/kWh。

国产引进型300MW机组普遍存在高压缸效率低,运行煤耗高的问题。针对国产引进型300MW汽轮机实际运行状况,通过改进进汽导管密封工艺、增加调节级叶顶汽封、合理调整汽封间隙、取消蒸汽冷却管等措施,可有效提高汽轮机通流效率。由于热力及疏水系统设计不合理,阀门质量欠佳,致使阀门泄漏严重,通过热力及疏水系统完善改进,系统内漏综合治理,提高机组运行效率。通过一系列完善改进措施,机组供电煤耗可降低5~15g/kWh。

目前,回转式空气预热器运行中存在的主要问题是漏风率偏高,通常在10%左右,有的高达20%~30%,通过空气预热器密封改造,可使空气预热器漏风率控制在6%以下,取得明显的节电效果。空气预热器密封改造包括:转子找正及扇形板水平度调整;扇形板静密封改造;径向双密封改造;冷端径向密封片调成“V”形;轴向双密封改造;在轴向隔板上加装轴向密封片;调整旁路密封;转子下部圆周密封结构改造。

国际油价不断飙升,促使等离子点火技术和少油点火技术在火电厂得到广泛应用。等离子点火技术是利用直流电流在介质气压条件下接触引弧而形成强磁场,并在煤粉燃烧器中形成 $T>5000\text{K}$ 的局部高温区,煤粉颗粒通过该等离子“火核”受到高温作用,迅速释放出挥发物,从而使煤粉迅速燃烧。等离子点火技术适应于燃用烟煤、四角切圆及前后墙对冲燃烧方式、直吹式或中间储仓式乏气送粉系统,也逐步用于燃用贫煤锅炉。目前主要存在的问题是等离子发生器寿命短,投资和运行维护成本高。在新机组启动调试期间,启停频繁,应用等离子点火技术节油效果十分明显,一般情况,1台600MW超临界机组调试期间可节油2000t。

少油点火技术是在煤粉燃烧器中保持合适的煤粉浓度,使用少量的油在煤粉燃烧器中点燃部分煤粉,利用已点着的部分煤粉再点燃其余煤粉,实现分级点燃及能级的逐步放大,减少燃油消耗。该技术成本低、适应煤种广、运行维护方便,可用于新建机组和在役机组。采用少油点火技术,机组每启停1次,可节约燃油80%以上,节油效果显著。

随着装机规模的扩大和电网峰谷差的增大,部分大容量机组不得不在部分负荷下运行,致使辅机耗电量相对增加,厂用电率明显升高。为降低部分负荷下厂用电率,变频调速装置、双速或多速电动机在电厂得到了广泛应用。目前,变频调速装置主要用于凝结水泵、一次风机、送风机、引风机。双速或多速电动机多用于循环水泵,也可用于送风机、引风机。应用变频调速装置在部分负荷下辅机耗电量可减少30%~40%,节电效果十分明显。

2.6 自动控制技术

大型火电机组的控制集中了工业过程控制的主要问题,一些控制对象具有大时滞、多变量耦合、参数摄动、非线性等特点,采用传统的PID算法难以取得好的控制效果,机组的协调控制、汽温控制等一直是影响机组运行经济性与安全性的主要问题,部分回路的控制性能仍有进一步改进的空间。众多学者与工程技术人员致力于研究如何将先进控制策略应用于火电机组的控制中。最优控制、神经控制、模糊控制、预测控制是自动控制技术的发展方向。

随着火电厂对自动控制、信息化和管理自动化要求的不断提高,DCS已难以实现过程信号、状态、诊断信息的全面采集和管理的要求,采用全数字、双向通信的现场总线控制系统(FCS)是未来的必然选择。FCS将对火电厂建设期

的设计、系统集成、安装、调试,以及生产期的运行、维护、管理产生新的影响,出现新的理念,创造新的效益增长点,为构建新型的自动化控制和管理体系提供了有效手段。

2.7 环境保护技术

国民经济持续发展对电力工业提出了新的要求,保护环境、节约资源和逐步建立循环经济成为运行技术的发展动力和长期的发展目标。近几年,火力发电厂在污染物控制方面取得了长足的进步。烟气脱硫技术广泛应用,烟气脱硝技术已经起步,控制 CO_2 的排放也日益受到关注,脱除重金属和 PM_{10} 、 $\text{PM}_{2.5}$ 在部分工程中已有所考虑。

据统计,2007 年底我国脱硫机组容量达到266 100MW,占火电总装机容量的 48%。我国应用最多的是石灰石(石

灰) — 石膏湿法脱硫技术。它的特点是脱硫效率高、技术成熟、运行可靠性好、对煤种的变化适应性强、吸收剂资源丰富、价格便宜、脱硫副产物便于综合利用等;但占地面积大,一次性建设投资相对较大。此外,还有海水脱硫、循环流化床干法、氧化镁法、氨法、喷雾干燥法脱硫工艺。

控制火电厂 NO_x 排放,采用选择催化还原法脱硝技术(SCR)或选择非催化还原法脱硝技术(SNCR)是其有效手段。目前,新建机组全部预留安装脱硝装置的位置,一部分机组脱硝装置已经投运。

粉煤灰综合利用、废弃物资源化、煤电联营,以及循环经济的发展给电力工业注入了新的活力。“烟塔合一”、海水闭式循环冷却、 CO_2 捕集处理等一批新型环保技术的应用将进一步提升环境保护的理念。

第 2 章 火电机组启动调试

1 分系统调试阶段主要试验

1.1 冷态空气动力场试验

启动调试阶段冷态空气动力场试验的内容包括：核实送风机、引风机、一次风机的出力能否满足锅炉额定出力的需要；标定各次风风量测量装置的风量修正系数；调整缩孔，配平一次风；燃烧器喷嘴倾角测量及观察摆动燃烧器同步性；炉内切圆示踪及测量等。

1.1.1 冷态通风试验

1.1.1.1 冷态试验具备的条件

(1) 各辅机动力电源可靠，各辅机联锁、保护试验完毕，关系正确、动作可靠。

(2) 计算机 DAS 系统有关风压、风温、风量、炉膛负压等表计经过初步调试，引风机、送风机、一次风机、空气预热器 8h 试运结束，经验收合格，具备连续运行的条件。

(3) 烟风系统、制粉系统所有风压表计齐全，烟风系统所有的风门挡板操作试验完毕，可以远方操作。控制室与就地指示开度相符，开关方向正确，动作灵活。

(4) 所有测速元件加工完毕，测点按要求安装完毕。并根据测点位置已搭设架子、平台，光线不足处已设临时照明。准备好试验用的仪器仪表及记录表格。

1.1.1.2 风量测点布置及风量标定

(1) 风量测点布置。布置风量测点时，测点前后应有一定长度的直管段。建议测点上游直段不少于 5 倍管道的当量内径，测点下游直段不少于 3 倍管道的当量内径。

通常根据现场风管为圆管道或方风道，按等面积圆环法或网格法布置风量测点，见表 16.2-1～表 16.2-3 和图 16.2-1、图 16.2-2。

表 16.2-1 圆形截面按等截面原理划分时的测点数

管道直径 (mm)	300	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
等面积圆 环数 n	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
测量 直径数	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2
测点总数	6	8	20	24	28	32	36	40	41	48

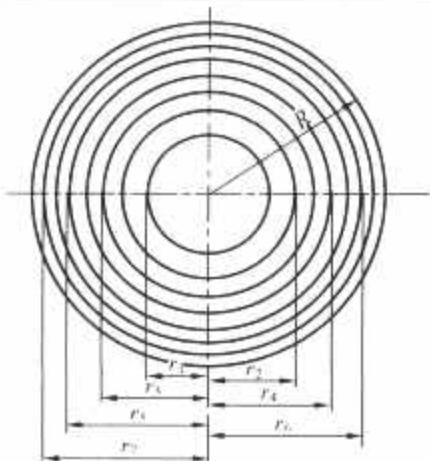


图 16.2-1 圆形截面测点分布示意图

表 16.2-2 测点半径与管道半径的比值

r/R	等面积圆环数 n									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
r_1/R	0.408	0.354	0.316	0.289	0.267	0.250	0.236	0.224	0.213	0.204
r_3/R	0.707	0.612	0.548	0.500	0.463	0.433	0.408	0.387	0.369	0.354
r_5/R	0.913	0.791	0.707	0.645	0.598	0.559	0.527	0.500	0.477	0.456
r_7/R		0.935	0.837	0.764	0.707	0.661	0.624	0.592	0.564	0.540
r_9/R			0.949	0.866	0.802	0.750	0.707	0.671	0.640	0.612
r_{11}/R				0.957	0.886	0.829	0.782	0.742	0.707	0.677
r_{13}/R					0.964	0.901	0.850	0.806	0.769	0.736
r_{15}/R						0.968	0.913	0.866	0.826	0.791
r_{17}/R							0.972	0.922	0.879	0.842
r_{19}/R								0.975	0.929	0.890
r_{21}/R									0.977	0.935
r_{23}/R										0.979

表 16.2-3 矩形截面沿边长均匀分布的测点数量

矩形管道 截面的边长 (mm)	≤ 500	500 ~1000	>1000 ~1500	>1500 ~2000	>2000 ~2500	>2500
测点数	3	4	5	6	7	8

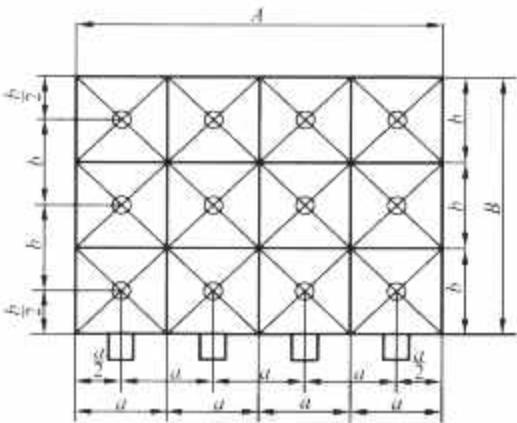


图 16.2-2 矩形截面测点分布示意图

(2) 风量装置标定。冷态风量装置标定时，先调整风机出力，使所测量的风管或风道内气流流场进入第二自模化区，然后用标准毕托管实际测量，电子微压计读取差压和静压，通过计算求得风管或风道内风量。风量计算的结果与实际安装的测量组件（或装置）的测量结果相比较，得到风量测点或风量装置的风量修正系数。

风量测量的基本原理：根据毕托管或测速管测得的气流平均动压计算气流速度 v 和流量 q_v ，计算式为

$$v = K_s \sqrt{\frac{2p_d}{\rho_{ql}}} \quad (\text{m/s}) \quad (16.2-1)$$

$$q_v = 3600 A v \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (16.2-2)$$

$$\rho_{ql} = \rho_{ql,N} \frac{(p_s \pm p_t) \times 273}{(273 + t) \times 101325} \quad (16.2-3)$$

式中： K_s 为测速管速度系数； A 为管道截面积， m^2 ； p_d 为

气流平均动压, Pa; ρ_d 为气流密度, kg/m^3 ; p_s 为当地大气压力, Pa; p_t 为管道内气体静压, Pa; t 为管道内气体温度, $^{\circ}\text{C}$; $\rho_{d,N}$ 为标准状况下气流密度, kg/m^3 。

1.1.1.3 煤粉锅炉一次风调平

冷态下, 维持风机出力不变。通过调节一次风管上的缩孔或挡板, 反复测量各一次风管风量, 最终使各一次风管间风量相对偏差值不大于 $\pm 5\%$ 。

1.1.2 炉内冷态空气动力场试验

1.1.2.1 试验目的

炉内冷态空气动力场试验可用飘带法、纸屑法、火花示踪方法观察, 其目的在于示踪实际的炉内气流空气动力工况; 掌握冷态下各股射流在炉内所形成的切圆情况, 包括切圆大小、切圆是否偏斜、射流是否刷墙等; 检验燃烧器的安装质量, 及时发现问题, 为热态调整提供依据。

1.1.2.2 试验方法

冷态空气动力场试验根据模化理论提出, 而要在同一台锅炉冷态模拟热态, 只能是近似、大致地模拟。一般认为, 炉内及风管(道)气流流速进入第二自模化区, 各股射流须满足以下条件

$$(\rho_1 w_1 + \rho_2 w_2)_l = (\rho_1 w_1 + \rho_2 w_2)_r \quad (16.2-4)$$

式中: ρ_1 、 ρ_2 分别为一次风、二次风气流密度, kg/m^3 ; w_1 、 w_2 分别为一次风、二次风气流速度, m/s ; l 、 r 为冷态、热态。

采用火花示踪方法时, 试验前需将火花固定在风道上离燃烧器喷嘴最近的位置(风道开孔)或燃烧器喷嘴(不能影响主气流的方向)。试验工况调整完毕, 逐层施放火花, 于炉膛上部摄影、摄像。根据摄影、摄像的结果可直观地观察到冷态下各股射流的流动及扰动情况, 射流是否偏斜、刷墙以及切圆的位置和形状等。

调试阶段通常采用实测炉内切圆的方法。测量炉内切圆大小时, 选取燃烧器区域某高度, 自各墙中心用细铁丝连线, 呈十字线。在各条线上按一定长度作出标记, 然后按模拟计算的工况组织配风。试验工况调整完毕, 在该高度沿十字线上各点测取垂直于连线方向的速度即切向速度。用网格纸标出十字线上各点的速度大小, 连接速度最大的各点, 可得冷态下上述工况炉内的切圆大小及形状。还可测得各墙贴壁风速, 以了解贴壁风的状况。

1.1.2.3 试验结果的分析

冷态空气动力场试验结果的分析即对示踪法或实测法得到的炉内的射流状况以及贴壁风的大小和切圆的大小、位置和形状是否合适等进行分析, 及时发现设计或安装存在的问题, 为热态的燃烧调整提供依据。

1.2 蒸汽严密性试验

蒸汽严密性试验是在热态工作压力下, 对锅炉本体各受热面、汽水系统及其附件, 联箱、法兰、焊口等的严密性进行全面检查, 对锅炉的膨胀情况、各固定、弹簧支吊架的受力、位移情况进行全面检查, 以确保机组的安全运行。

对于汽包锅炉, 蒸汽严密性试验在整套启动带负荷前进行; 对于直流锅炉, 蒸汽严密性试验一般在带负荷后进行。

1.2.1 蒸汽严密性试验升温 and 升压过程的控制

通常按规范规定或制造厂规定的温升速率和升压速率进行控制。

对于汽包锅炉, 一般规定的温升速率和升压速率控制值见表 16.2-4, 并控制汽包上下壁温差小于或等于 42°C 。

表 16.2-4 汽包锅炉温升速率和升压速率控制值

主蒸汽压力(MPa)	<0.98	$0.98\sim 3.92$	$3.92\sim 9.8$	$9.8\sim 18.2$
温升速率($^{\circ}\text{C}/\text{h}$)	<28	<56	≤ 30	≤ 36
升压速率(MPa/min)	≤ 0.01	≤ 0.03	≤ 0.05	≤ 0.06

对于直流锅炉, 锅炉点火前, 须建立启动流量, 使炉水循环, 点火后严格控制水冷壁温升不大于 $2^{\circ}\text{C}/\text{min}$, 各管屏出口介质温差小于 40°C 。

在锅炉点火升压过程中, 应随时调整燃烧, 并对有关疏水阀、旁路阀的开度进行调整, 控制升温升压速率。

根据规范和制造厂要求记录膨胀值: 一般记录下列工况的膨胀值: 上水前、上水后、 $1.0\sim 1.5\text{MPa}$ 、 6.0MPa 、 10.0MPa 、 $14.0\sim 16\text{MPa}$ 、额定压力。

主蒸汽压力升至 10MPa , 对锅炉本体进行一次全面检查。确认无异常情况后续续升压。主蒸汽压力升至额定压力时稳定压力, 对锅炉各部位进行全面检查。

1.2.2 蒸汽严密性试验检查方法

对锅炉本体的承压部件, 如汽包、省煤器、水冷壁、过热器等, 在保证人身安全的条件下, 可借助打开锅炉相关的检查孔或人孔, 倾听炉内有无泄漏声音。

炉外部的联箱、汽水管、阀门及法兰等, 从外观检查倾听或借助于外物接触检验其严密程度。

对于汽水取样管、热工仪表管, 以及压力、温度、流量变送器或现场的显示仪表的检查采用观察、听声音的方法。

记录汽包、联箱、汽水管等承压部件的膨胀或位移。从点火升压至额定压力一般进行不少于 3 次的检查记录。详细记录有泄漏、影响膨胀的缺陷, 并通知有关部门及时处理。检查吊杆和弹簧吊架等的受力情况, 观察受力是否均匀以及方向是否正确等。

1.3 安全阀整定

安全阀是锅炉的重要安全设备, 在锅炉带负荷试运前, 须对锅炉汽包、过热器、再热器的安全阀进行校验, 使其动作准确、可靠, 以确保锅炉设备的安全运行。对于汽包锅炉, 蒸汽严密性试验后可升压进行安全阀整定。对于直流锅炉, 过热器安全阀校验一般在带负荷后进行, 再热器安全阀可在机组空负荷下整定。

1.3.1 安全阀校验的准备工作

(1) 安全阀就地平台栏杆齐全, 照明充足, 便于调试人员安全工作。

(2) 检查安全阀出厂前校验的技术数据表, 包括安全阀的型号、编号、启座压力、回座压力等。

(3) 准备适当量程、精度为 0.1 级或 0.1 级以上的压力表两块(汽包与过热器一块、再热器一块)。准备好调整用的工具, 记录表格纸、通信工具及必要的检修工具、材料等。

(4) PCV 阀电气回路调试完毕, 静态启座、回座试验合格。

1.3.2 安全阀调整方法

按照压力从高到低的顺序整定安全阀, 实调或采用液压千斤顶整定。

(1) 装好校验用的试验压力表, 锅炉点火升压过程中, 将试验压力与控制室的压力进行对照, 以试验压力为准。

(2) 安全阀的吹扫。锅炉升压到整定压力的 $75\%\sim 80\%$ 时, 用绳子拉动手柄, 使安全阀开启, 进行吹扫; 每只安全阀吹扫时间不得少于 0.5min 。吹扫终止后, 松回拉绳,

使安全阀迅速回座，确保严密不漏。安全阀吹扫完毕后，检查安全阀排放管和各部分的膨胀情况和安装质量，如有问题及时处理。

(3) 用油压千斤顶校验安全阀。

1) 将锅炉压力降到整定压力的 75%~80%，并保持稳定。

2) 用油压千斤顶缓慢加压，注意观察安全阀动作情况，当听到安全阀动作的排汽声时，准确记下此时千斤顶的油压 p_y 和蒸汽压力 p_h 。

3) 计算启跳压力 p_1 ，并与设计的启跳压力 p 相比较，如果 p_1 比 p 大，则需松弹簧，反之则需紧弹簧。弹簧调整的程度由启跳压力差值 ($p_1 - p$)、弹簧特性和调整螺母的螺距计算。根据计算的螺母调整角度对调整螺母作出调整。

(4) 升压实跳试验。校验完后，如能够实跳，须选择同一系统最低起跳值的安全阀进行实跳复核。要求各安全阀启座动作值与规定的动作值偏差不大于 1%；各安全阀的启/回座压差在 4%~7%，不大于 10%；安全阀启/回座干脆、利落。

1) 试启跳前，其他安全阀均装好卡子或者装上固定顶丝。

2) 缓慢提高蒸汽压力到安全阀启跳压力进行安全阀动作试验。

3) 如安全阀动作值需要调整时，则必须把安全阀阀前压力降到设备开启压力的 80% 以下，进行调整。

4) 弹簧安全阀用调整螺母调整安全阀启跳动作压力。

5) 弹簧安全阀通常用上下调节圈调整回座压力。为确保调整时的安全，在调整调节圈位置前，必须把安全阀阀前压力降到设备开启压力的 80% 以下，以防在调整时突然开启发生意外。

6) 当试启跳的安全阀试跳合格后，将手动机构装好，上下调整环的调整杆铅封或上锁。

(5) 上述安全阀校验结束后，锅炉压力降至适当值，打开 PCV 阀入口隔离门，接通电气回路，对 PCV 阀进行远方操作试验。

1.3.3 安全阀的投入

整定好的安全阀及时投入运行。如汽包安全阀调整后，即把汽包安全阀投入运行；然后进行过热器安全阀启跳试验；过热器安全阀调整后，即把过热器安全阀投入运行。

1.4 备用电源自投运试验

大容量机组发电厂通常采用高压厂用电源自动切换装置实现厂用电源的切换，既提高了厂用电源的切换速度从而极大减小对机炉热力系统的扰动，又减小了对高压电动机的冲击，大大改善了发电厂厂用电源的稳定性。

高压厂用电自动切换装置的切换原理是根据厂用母线电压（即残压）特性实现的，如图 16.2-3 所示。

当厂用母线失电时，厂用母线残压相量端点将沿残压曲线 A—B—C—D 方向移动。A—B 阶段是“快速切换”区，B—C 阶段为不安全区，C—D 阶段为同期捕捉切换阶段，当残压衰减到 20%~40% 额定电压以后，就到了“残压切换”阶段。

分系统调试阶段，厂用电源的备用电源自动投运试验目的是在静态条件下检验厂用电源的各种切换功能。厂用电源切换方式见表 16.2-5。

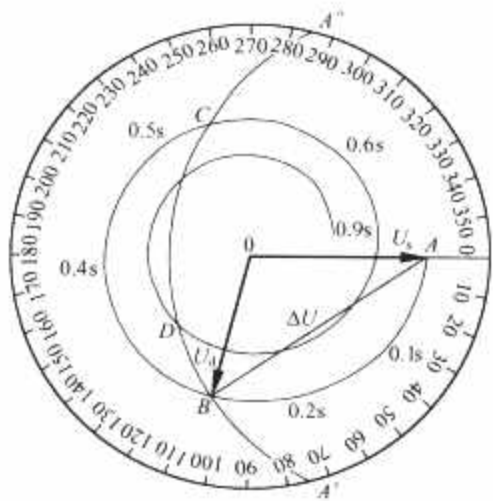


图 16.2-3 母线残压特性示意图

U_d —母线残压； U_s —备用电源电压；

ΔU —备用电源与母线残压间的差拍电压

表 16.2-5 厂用电源切换方式

切换功能	启动判据	方向	切换过程	切换方式
正常切换	手动启动	工作→备用 备用←工作	并联自动：先合备投开关，经延时后自动分工作开关，切换期间工作电源和备用电源短时并联运行	并联自动
			并联半自动：先合备投开关，然后手动分工作开关，切换期间，工作电源和备用电源并联运行	并联半自动
			同时切换：切除工作开关和投入备投开关指令同时发出。利用跳闸时间和合闸时间差，实现先跳后合	快速同捕残压
事故切换	保护启动	工作→备用	事故串联：先跳工作电源开关，在确认工作开关已跳开，且切换条件满足时合上备用电源开关	快速同捕残压
			事故同时：先发跳工作电源开关命令，在切换条件满足时即发合备用电源开关命令	快速同捕残压
非正常切换	低电压启动	工作→备用	厂用母线失电：厂用母线三相电压低，装置根据选择方式进行串联或同时切换	快速同捕残压
			工作电源开关误跳：各种原因造成工作电源开关误跳开，装置将在切换条件满足时合上备用电源	快速同捕残压

高压厂用电自动切换系统调试前，应具备以下条件：

(1) 高压厂用电自动切换装置及相关设备安装工作结束，符合规程、规范要求。

(2) ECS 系统中相关的组态、通道调试完成。

(3) 工作电源进线开关和备用电源进线开关本体试验、操动试验完成。

高压厂用电自动切换系统静态调试步骤：

(1) 核实高压厂用电自动切换系统接线正确性，完善二次系统。

(2) 检查整个系统的信号传输、指示及操作功能，确认系统动作可靠，信号正确。

(3) 模拟工作电源和备用电源信号，检查切换装置的逻辑。

辑功能。

(4) 对高压厂用电自动切换装置的参数进行设定, 并对设定参数进行测试。

(5) 模拟工作电源和备用电源信号, 带电源开关进行整组仿真切换试验(试验内容见表 16.2-5)。

1.5 发电机风压(严密性)试验

1.5.1 试验目的

在发电机及其气体系统全部安装完毕后, 通过试验, 以检验系统的严密性, 防止运行时产生氢气泄漏。

1.5.2 试验条件

(1) 发电机设备及其气体系统和密封油系统安装完毕, 出线套管过渡引线安装完成。

(2) 密封油系统经油循环冲洗合格, 并能向密封瓦正常供油。

(3) 密封油系统初步调试完成, 密封油压应能随发电机内部气压自动调节。

(4) 对外部管道, 应先单独进行水压或气压试验。

1.5.3 试验方法

(1) 在整套气体冷却系统进行严密性试验时, 氢气冷却器水侧应通一定压力的水以减少冷却管束胀口处内、外压差, 通水压力一般应低于试验气体压力 0.1~0.15MPa。

(2) 对发电机进行严密性试验用的压缩空气, 应进行净化处理, 除去油污、水雾和杂质, 保证空气干燥清洁, 其相对湿度应不大于 50%, 过滤器应有防止干燥剂被空气带入发电机的措施。

(3) 严密性试验压力一般应采用下限值, 在难以发现泄漏点时可将压力升到上限值, 但不得超过上限值。

(4) 发电机及其系统进行检漏时, 可采用混入一定量的氟利昂气体进行, 但应有防火、防止中毒的措施, 气体系统内含有氢气时不得充入氟利昂。

(5) 发电机及其系统的漏气量计算应在检漏试验完成后进行, 漏气量正式记录应在充入发电机内的气体达到试验要求值稳定 2h 左右, 待系统内部气温均匀稳定后开始。

(6) 严密性试验应进行 24h, 并应连续记录。

(7) 严密性试验过程中应尽量避免发电机周围的空气温度发生剧烈变化, 影响测量结果的准确性, 并应采用精度较高的温度计进行测量。

(8) 严密性试验应采用高精度的压力表计或玻璃管压力计进行测量。

(9) 严密性试验进行时, 凡一切不能承压的设备及仪表均应隔离。

1.5.4 严密性试验标准

严密性试验考核标准应以系统漏氢率 δ_H 和漏氢量 ΔV_H 为准, 一般要求在额定工况下, $\delta_H \leq 5\%/d$, $\Delta V_H \leq 10 \sim 18m^3/d$ 。

2 启动调整试验

2.1 汽门严密性试验

试验目的是检查主汽门和调节汽门关闭的严密程度, 避免汽轮机在突然甩负荷或紧急停机后超速以及在低转速时能有效地控制转速。

试验在机组 3000r/min 空负荷运行时进行。

对于中压机组阀门最大蒸汽泄漏量应不致影响转子降速至静止。对于主蒸汽压力为 9MPa 或以上的机组, 其阀门最

大蒸汽泄漏量应不致影响转子降速至 1000r/min 以下。

试验要求每类阀门分别单独试验, 试验时迅速关闭主汽门(调节汽门全开)或迅速关闭调节汽门(主汽门全开), 记录机组由 3000r/min 降到 1000r/min 所需的时间, 及机组稳定后的转速。

试验时, 主蒸汽参数、真空应尽可能维持额定值, 再热蒸汽参数维持空负荷时的设计值。当主蒸汽、再热蒸汽压力达不到额定值时其试验时压力最低不得低于额定压力的 50%, 此时真空应尽可能维持额定值, 在此参数下试验时汽轮机转速应能下降至下式的计算数值, 即

$$\text{稳定转速} \leq \frac{p}{p_0} \times 1000 \quad (\text{r/min}) \quad (16.2-5)$$

式中: p 为试验条件下的主蒸汽或再热蒸汽压力, MPa; p_0 为额定主蒸汽或再热蒸汽压力, MPa。

汽门严密性试验也可以按照汽轮机制造厂提供的试验方法和标准进行。试验过程中应尽可能保持主蒸汽压力、温度和凝汽器真空的稳定, 密切注意汽轮机相对膨胀、机组振动、轴向位移和缸温的变化, 若振动过大且转速下降缓慢时, 应立即手动打闸破坏真空停机。

2.2 超速试验

2.2.1 试验目的

超速试验的目的是调整、校验危急保安器, 设定危急保安器动作转速; 校验电超速保护的可靠性。

2.2.2 试验条件及方法

(1) 试验是在机组空负荷状态下进行, 若机组是冷态启动, 则应先带 20%~30% 额定负荷, 连续运行 3~4h 暖机, 或按制造厂提供的暖机负荷和暖机时间, 机组解列后进行试验。

(2) 试验前应分别手操就地跳闸装置和主控室汽轮机跳闸装置, 主汽门、调节汽门应能迅速关闭, 转速应快速下降, 确认工作正常。

(3) 试验前机组运行正常, 汽门关闭时间、汽门严密性应符合规定要求, 机组振动、轴向位移、相对膨胀应在规定范围内。

(4) 若机组设有不提升转速也可以使危急保安器动作的装置(充油装置), 可先用此装置进行试验, 当确认危急保安器动作正常后再进行超速试验。

(5) 提升转速应平稳、缓慢, 不要在高转速下停留。

(6) 试验过程记录危急保安器动作转速和复位转速。

(7) 危急保安器动作转速设置在 3270~3330r/min, 每只危急保安器一般进行两次试验, 两次动作转速差不应超过 0.6% 额定转速。当机组为初次投运, 应进行第三次试验, 第三次动作转速与前两次动作转速平均值之差不大于 1% 额定转速。

(8) 如果有多个独立的危急保安器, 应将其逐个分别校验。

2.3 汽门活动试验

2.3.1 试验目的

汽门活动试验的目的是防止主汽门或调速汽门由于长时间停留在某一位置发生卡涩现象, 从而威胁机组的安全运行。

2.3.2 试验方法

维持机组在 50%~70% 额定负荷, 投入“功率控制”, 并保持机组在“全自动”状态下运行。将阀门试验设置为

“投入”位置，在CRT上调出阀门开度画面，以便在阀门试验时观察各阀门开度。阀门试验应分别进行调节汽门和主汽门试验，并应单侧相继进行。

当试验过程中如发现异常情况，可迅速按下“试验保持”键，使阀门保持原位，以便运行人员及时排除故障，故障排除后，可再按下“关闭”或“开启”键使试验继续进行。在试验过程中如遇到控制装置切手动时，应立即终止试验，将手动开关置向一级手动，并通过手操的“增”、“减”键来恢复阀的原始状态，以保证一定的功率。

2.4 甩负荷试验

甩负荷试验的目的是考核汽轮机调节系统的动态特性。甩负荷试验可分为常规法甩负荷试验和测功法甩负荷试验。首台新型机组或调节系统改造后的机组，必须采用常规法甩负荷试验。

2.4.1 常规法甩负荷

2.4.1.1 试验条件

(1) 主要设备无重大缺陷，操作机构灵活，主要监视仪表准确。

(2) 保安系统动作可靠，危急保安器提升转速试验合格，手动停机装置动作正确可靠。

(3) 主汽门和调节汽门严密性试验合格，油动机关闭时间符合要求。

(4) 抽汽止回阀联锁动作正常可靠，关闭严密，关闭时间符合要求。

(5) 控制油、润滑油系统油质合格，高压启动油泵、交直流润滑油泵联锁动作正常可靠。

(6) 厂用电备用自投动作可靠，辅助蒸汽的备用汽源应能自动投入，汽轮机旁路系统应处于热备用状态。

(7) 锅炉过热器、再热器安全阀调试、校验合格，锅炉炉膛、燃烧器和受热面没有结焦及堵灰现象。

(8) 主要监视仪表指示准确，热工控制系统工作正常，热工、电气保护接线正确、动作可靠，并能满足试验的要求。

(9) 发电机主开关和励磁开关跳合正常。

(10) 试验领导组织机构成立，明确了职责分工，甩负荷试验技术方案已经会审批准，已取得电网调度的同意。

2.4.1.2 试验方法

(1) 试验准备工作结束后，由试验负责人下达试验开始命令，由运行值班人员进行甩负荷的各项操作。

(2) 断开发电机主开关，机组与电网解列甩去全部负荷，记录有关数据，测取汽轮机调节系统动态特性。

(3) 凝汽式或背压式汽轮机甩负荷试验，一般按甩50%和100%额定负荷两级进行。当甩50%额定负荷后，转速超调量大于或等于5%时，则应中断试验，不再进行甩100%额定负荷试验。

(4) 可调整抽汽式汽轮机，应首先按凝汽工况进行甩负荷试验，试验合格后再投入可调整抽汽，按最大抽汽流量进行甩负荷试验。

(5) 试验应在额定参数、回热系统全部投入等正常运行方式下进行。

(6) 根据机组的具体情况，必要时在甩负荷试验前对设备的运行方式和运行参数的控制方法等可作适当的调整。

(7) 对带有汽动给水泵的大型机组，甩50%负荷时，宜采用一台汽动给水泵和电动给水泵并联的运行方式；甩100%负荷时，可采用两台汽动给水泵和电动给水泵的运行方式。

(8) 试验过程中应设专人监视转速的变化，注意锅炉汽温、汽压和水位的变化。

(9) 试验过程结束、测试和检查工作完毕后，应尽快并网接带负荷。

2.4.1.3 记录与监测

(1) 甩负荷试验过程中自动记录的参数。包括初始转速、瞬间最高转速、稳定转速、汽门关闭后的飞升转速、转速波动值，转速时滞时间、达到最高转速时间、转速变化过程时间、油动机延迟时间、油动机关闭时间、发电机有功功率、油动机行程和有关油压变化量，也可根据机组的具体情况增加记录参数。

(2) 甩负荷试验过程中手抄记录的参数。包括蒸汽参数、排汽参数、甩负荷前的初始值，甩负荷过程中的极值（最大值或最小值）和甩负荷过程结束后的稳定值。可根据机组的具体情况增加记录参数。

2.4.1.4 动态特性值计算

根据试验结果和转子结构尺寸计算动态超调量、转速不等率、动静差比、转子加速度、转子时间常数、转子转动惯量、容积时间常数、稳定时间。

2.4.2 测功法甩负荷试验

2.4.2.1 适用范围

(1) 用于投产机组的验收试验，机组大、小修后的校核试验。

(2) 测取汽轮发电机组甩负荷后有功功率变化过渡过程曲线，计算瞬时最高转速。

2.4.2.2 试验条件

试验条件同常规法甩负荷试验条件。

2.4.2.3 试验方法

(1) 直接进行甩100%额定负荷试验。

(2) 机组在额定参数、回热系统全部投入等正常方式下运行，在机组不与电网解列的情况下，迅速关闭高、中压调节汽门、抽汽止回阀，切断向汽轮机供汽。

(3) 锅炉迅速降负荷。

(4) 当确认发电机负荷到零并出现逆功率时，4~6s后手动打闸或逆功率保护动作关闭主汽门，联跳（或手操）发电机主开关，机组与电网解列。拆除临时措施，按有关运行规程要求恢复正常运行或停机。

(5) 试验时若调节汽门未能完全关闭或调节汽门虽已关闭但发电机有功功率不能降到零时，禁止发电机与电网解列，防止机组超速。

(6) 试验过程中有关其他操作及安全注意事项，均按有关运行规程中的要求执行。

2.4.2.4 记录与监测

(1) 甩负荷试验过程中自动记录的参数有发电机有功功率、转速、油动机行程。

(2) 甩负荷试验过程中手抄记录的参数有蒸汽参数、调节级压力、高压缸排汽温度、凝汽器真空。手抄项目应记录甩负荷前的初始值和甩负荷过程结束后的稳定值。

2.4.2.5 试验结果整理与计算

(1) 根据自动记录到的发电机有功功率曲线，用计算机对试验的全过程内有功功率进行积分运算。

(2) 按下式计算瞬时最高转速飞升值，即

$$\Delta n_r = (30.42/J)(n_0/n)(p_0/p) \int_{t_0}^t p(t) dt \quad (r/min)$$

(16.2-6)

式中： t_0 为试验起始时间，s； t 为发电机有功功率降到零的

时间, s; J 为转子转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; n_0 为额定转速, r/min ; n 为试验起始转速, r/min ; p_0 为额定功率, kW ; p 为试验起始功率, kW 。

(3) 由于功率变送器惯性的影响, 使试验计算转速有正误差, 一般可不作修正, 试验时应尽量选用时间常数小的功率变送器, 以提高试验精度。

2.5 真空严密性试验

2.5.1 试验目的

检验汽轮机真空系统的严密程度, 保证机组在正常参数下稳定经济运行。

2.5.2 试验条件

机组运行负荷应稳定在额定负荷的 80% 以上, 湿冷机组排汽压力不高于 10kPa; 间接空冷机组排汽压力不高于 15kPa; 直接空冷机组排汽压力不高于 20kPa。真空泵性能良好, 联锁保护动作正常可靠。循环水温度符合设计要求。

2.5.3 试验方法

2.5.3.1 湿冷机组 (或间接空冷机组)

(1) 关闭凝汽器抽真空系统手动门或停止真空泵运行。

(2) 30s 后开始记录机组真空值, 每 30s 记录一次。

(3) 试验应进行 8min, 取其中后 5min 的真空下降值计算每分钟真空平均下降值。

(4) 考核标准。

1) 优良。每分钟真空下降值不大于 0.3kPa。

2) 合格。每分钟真空下降值不大于 0.4kPa。

2.5.3.2 直接空冷机组

(1) 关闭空冷凝汽器抽真空系统蝶阀或停止真空泵运行。

(2) 30s 后开始记录机组真空值, 每 30s 记录一次。

(3) 试验应进行 8min, 取其中后 5min 的真空下降值计算每分钟真空平均下降值。

(4) 直接空冷机组真空严密性试验暂无考核标准, 根据经验每分钟真空下降值不大于 0.1kPa 为宜。

在进行真空严密性试验时, 密切注意真空变化和机组振动情况, 当真空下降过快且已明显超过合格范围、真空已下降至接近机组低真空报警值、机组振动明显增大, 应立即中断试验, 恢复机组正常运行。

2.6 发电机短路特性试验

2.6.1 试验目的

发电机短路特性试验的目的是检查电流回路的完整性及其相序、相对相位的正确性, 利用一次电流检查继电保护回路的接线正确性, 录取发电机短路特性。

2.6.2 试验应具备的条件

(1) 机务应具备的条件。机务各单体及分系统试运调整已结束, 具备整套启动条件; 机炉所有联锁保护均应投入; 汽轮机旁路系统正常投运; 发电机本体风压试验合格, 且已通入合格的定子冷却水, 氢气冷却器及干燥器已投运, 本体已按额定氢压充氢完毕。

(2) 电气、热控应具备的条件。发电机—变压器系统一、二次设备的安装、调试工作已全部结束, 具备启动条件; 主变压器、高压厂用变压器等变压器的贮油罐油位指示正常, 事故排油系统已具备使用条件, 分接头已按运行要求放在相应档位; 电气与热工的联锁、联动信号经试验确认无误; 网络监控、DCS、远动及遥测系统正常运行; 继电保护装置已按有效的定值通知单整定完毕, 且具备投运条件; 励

磁自动调节器静态调试结束, 各项指标符合设计要求; 电气联锁及汽轮机—锅炉—电气联锁试验完毕, 正确无误; 保安柴油发电机组处于备用自投状态。

2.6.3 短路点设置

对于发电机—变压器组, 当出厂前进行发电机本身短路特性试验时, 可不单独进行发电机短路特性试验, 只在主变压器高压侧设置短路点, 录取发电机—变压器组短路特性。高压厂用变压器低压分支设置短路点, 检查高压厂用变压器支路的电流回路。

对于其他接线方式, 应根据实际情况设置短路点, 须考虑将所涉及的电流互感器包含在短路试验电流范围以内, 必要时可增加短路点数量。试验用短路装置的截面应能承受短时 (20min) 通过最大试验电流, 并在试验过程中指派专人负责监视。

2.6.4 试验的准备工作

(1) 编写试验方案, 并组织参与试验的人员学习并熟悉该方案, 明确各自职责。

(2) 对于静止励磁系统, 断开励磁变压器和发电机封闭母线出线的连接, 并做好隔离措施, 由高压厂用配电段引一路电源接在励磁变压器高压侧作为临时励磁电源, 并对临时励磁电源开关柜的保护进行临时整定, 以满足发电机短路试验的要求。

(3) 检查并确认相关开关、隔离开关及接地开关均在断开位置, 且控制电源均已退出, 并悬挂“有人工作, 禁止合闸”标示牌, 没有得到操作命令, 任何人严禁操作。

(4) 在发电机出口、主变压器高压侧及高压厂用变压器低压分支侧按试验要求准备好短路装置。

(5) 检查测量发电机—变压器组一次系统绝缘电阻及吸收比并记录, 应符合规程要求。

(6) 试验前, 临时解除“关闭主汽门”、“汽轮机甩负荷”、“并列自动加负荷”接线, 在机组并列前恢复接线。

(7) 退出除发电机断水保护、转子接地保护以外的所有发电机—变压器组和励磁变压器电量保护压板; 投入主变压器、高压厂用变压器的所有非电量保护。保护出口仅限于跳开灭磁开关, 其他出口均退出。

(8) 励磁调节器设定在手动控制方式, 并将手动控制方式的给定下限及预置电压值尽可能降至最小, 以满足发电机短路特性试验的要求。

(9) 检查发电机 TV 的一、二次熔断器配置齐全, 规格符合设计要求, 并备置足够的备品, 并将发电机电 TV 推至工作位; 检查发电机—变压器组所有控制回路电源熔断器均应完好, 规格符合设计要求, 并备有足够备品。

(10) 电气整套启动试验开始之前, 投入主变压器、高压厂用变压器等变压器通风冷却器。

(11) 确认升压站母差保护所用电流回路已做好安全隔离措施。

2.6.5 发电机短路特性曲线录制及电流回路检查

在发电机出口按试验要求安装三相短路装置, 确认短路装置接触良好。略加励磁, 在小电流工况下检查各电流回路有无异常, 然后调节发电机电流升至适当值, 对电流回路的幅值及相对相位进行检查并记录, 检查差动保护的差流并记录。检查操作员站、励磁调节器、发电机—变压器组保护柜的有关电量显示应正确无误。

录取发电机短路特性曲线。测量参数应包括三相发电机定子电流、励磁电流和励磁电压, 至少记录 7 点。在发电机一次电流升至额定值时, 检查各电流回路的电流幅值并测量

其二次负载。

在主变压器高压侧按试验要求安装三相短路装置，进行发电机—变压器组短路特性试验，方法同上，但增加记录发电机机端电压的内容。

在高压厂用变压器低压分支按试验要求安装三相短路装置，进行高压厂用变压器支路短路试验，检查所涉及的电流回路和相关差动保护的差流，试验电流注意控制在高压厂用变压器额定电流范围内，电流幅值满足测量要求即可。

2.7 发电机空载特性试验

2.7.1 试验目的

发电机空载特性试验的主要目的是录取发电机空载特性曲线（或发电机—变压器组空载特性曲线），与制造厂出厂数据比较判断发电机空载特性是否正常；检查电压回路及相关继电保护回路的正确性。

2.7.2 试验应具备的条件

发电机空载特性试验除了满足发电机短路特性试验应具备的条件外，还应具备以下条件：发电机、主变压器、高压厂用变压器等所有带电区域应有安全警示标志，并已上锁，且派人监视；将发电机—变压器组主保护全部投入；相关开关、隔离开关、接地开关均已按试验要求做好措施；发电机机端、高压厂用变压器低压分支的电压互感器的一次、二次熔断器完好并投用。

2.7.3 试验说明

在额定转速下试验电压的最高值，对于汽轮发电机应为定子额定电压值的 120%，但升压时励磁电流不能超过其额定值；当发电机有匝间绝缘时，应进行匝间耐压试验，在定子额定电压值的 130%（不超过定子最高电压）下持续 5min；对于发电机—变压器组，当出厂前已进行发电机本身空载特性及匝间耐压试验时，可只进行发电机变压器组的整组空载特性试验，电压加至定子额定电压的 105%。

2.7.4 发电机空载特性录制及电压回路检查

发电机励磁，缓慢升高发电机电压，在升压过程中，密切监视 CRT 电压指示，如有异常立刻停止升压并灭磁。当发电机电压升到 50% 额定电压时，停止升压，检查主变压器、高压厂用变压器和励磁变压器的运行有无异常现象，无异常后，继续升发电机电压至额定值，检查测量发电机端 TV 二次电压值、相序及开口三角侧电压幅值并记录。测量发电机纵向零序电压和并网前的零序电压三次谐波电压并记录；检查保护无异常信号。

在发电机升压过程中，录制发电机空载特性上升曲线，测量记录的参数应包括发电机定子电压、励磁电流和励磁电压，至少记录 7 点。对于有匝间绝缘的发电机，升压至 130% 额定电压，并持续 5min 进行匝间耐压试验，然后降低发电机电压，同时录制空载特性下降曲线。

进行发电机空载特性试验时，应根据实际的情况，断开发电机与各变压器的一次连接，并做好安全措施。当进行发电机变压器组的空载特性试验时，发电机的最高电压只升至其额定值的 105%。

2.7.5 测量发电机空载灭磁时间常数

将发电机定子电压、励磁电压、励磁电流引入录波仪，缓慢升发电机电压至额定值，直接手动跳开灭磁断路器，录取发电机空载灭磁曲线及空载灭磁时间常数（发电机定子电压由额定值 U_N 下降到 $0.368U_N$ 所需时间），并检查灭磁断路器的消弧触点、主触点和灭弧回路设备是否有烧损痕迹。

在发电机机端 TV 二次侧测量发电机残压，折算到一次

电压小于 500V 时，在一次侧测量及记录发电机空载灭磁后定子残压和相序。

2.8 励磁系统空载特性试验

2.8.1 励磁系统特点

2.8.1.1 交流励磁机励磁系统（三机励磁系统）

三机励磁系统由永磁副励机（PMG）、励磁调节装置（AVR）、晶闸管功率整流装置、主励机（EXC）、二极管功率整流装置、发电机灭磁及过电压保护装置、励磁操作设备等部分组成。其原理如图 16.2-4 所示。

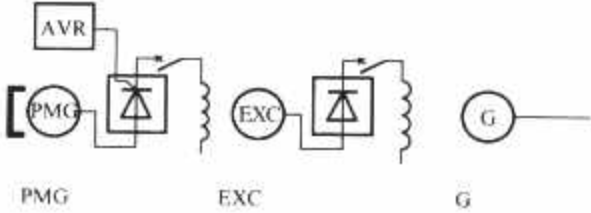


图 16.2-4 交流励磁机励磁方式原理简图

2.8.1.2 自并励静止励磁系统

自并励静止励磁系统由励磁变压器、励磁调节装置（AVR）、晶闸管功率整流装置、发电机灭磁及过电压保护装置、起励设备及励磁操作设备等部分组成。其原理如图 16.2-5 所示。

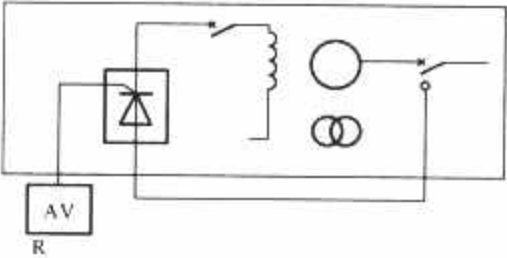


图 16.2-5 自并励静止励磁方式原理简图

励磁系统空载特性试验项目参见表 16.2-6。试验目的是测试励磁调节器的调节能力及特性，并按电厂具体情况和系统要求整定参数。

表 16.2-6 励磁系统空载特性试验项目

编号	试 验 项 目	备 注
1	励磁系统各部件绝缘试验	—
2	永磁机/励磁变压器低压侧电压相序检查	—
3	永磁机空载频率特性测试	交流励磁机励磁系统
4	主励机带整流装置时空载试验和负载试验	交流励磁机励磁系统
5	发电机零起升压试验	—
6	自动及手动电压调节范围测定	—
7	发电机空载阶跃响应试验	—
8	励磁调节装置调节通道切换试验	包括 TV 断线试验
9	发电机灭磁试验	—
10	励磁控制系统电压/频率特性	—

2.8.2 励磁系统各部件绝缘试验

测量发电机和励磁机的励磁回路连同所连接设备的绝缘电阻值（不包括发电机转子和励磁机电枢的绝缘电阻），不应低于 $0.5M\Omega$ 。回路中有电子元器件设备的，试验时应将插件拔出或将其两端短接。

2.8.3 永磁机空载频率特性测试

在汽轮发电机组升速过程中，测量副励机端电压与转速的关系曲线。要求录取电压为 A、B、C 三相线电压，至少

录7点, 录取的曲线与制造厂出厂数值比较, 应无明显差别。

2.8.4 永磁机/励磁变压器低压侧电压相序检查

在额定转速下, 检查副励机输出电压的电压值和相序, 应与出线端子标号一致, 且符合励磁装置的要求; 利用发电机残压或临时励磁电源, 检查励磁变压器低压侧电压相序应符合励磁装置的要求。

2.8.5 主励机带整流装置空载特性试验和负载特性试验

转速为额定值时, 连接主励机与二极管整流装置, 在二极管整流装置输出为空载工况下, 逐步改变主励机的励磁电流, 录取主励机空载上升及下降特性曲线。试验时的最大整流电压取强励顶值电压值, 测量的数据应包括主励机励磁电压、主励机励磁电流、主励机输出电压及二极管整流装置输出电压, 一般至少录7点。

主励机带整流装置负载特性试验可在发电机特性试验的同时测录, 测量的数据应包括主励机励磁电压、主励机励磁电流、发电机励磁电压。

2.8.6 发电机零起升压试验(置位起励)

(1) 试验目的。测试励磁控制系统的起励特性。

(2) 试验条件。励磁装置整组静态试验结束, 确认电压互感器二次电压、电压给定值和自动通道输出关系的正确性, 确认手动测量信号、手动给定值和手动通道关系的正确性; 励磁系统核相试验结束, 确认励磁装置阳极电源、同步信号、功率整流装置的接线正确性, 确认起励电源接线极性正确。

(3) 试验内容。励磁调节器在不同通道、不同控制方式(手动和自动方式)工况下进行起励试验。

(4) 试验方法。

1) 投入发电机过电压保护, 可设定为115%额定电压无延时动作, 动作出口方式为解决灭磁。

2) 设置励磁调节器工作通道和控制方式。起励试验宜先进行手动方式起励, 首先预置手动控制方式的电压给定值的终值为对应20%~50%发电机空载额定电压的给定值进行起励操作, 然后预置手动控制方式的电压给定值的终值为对应70%~100%发电机空载额定电压的给定值进行起励操作, 录取起励过程波形。

3) 预置自动电压调节器的电压给定值的终值为对应90%~100%发电机空载额定电压的给定值后进行起励操作, 录取起励过程波形。

4) 对于自并励静止励磁系统, 发电机电压自零升到额定值的过程应平滑, 发电机电压最大值不大于额定值的110%, 振荡次数不超过3次, 调节时间不大于10s; 对于交流励磁机励磁系统, 发电机电压应平稳上升, 超调量应不大于额定值的110%。

5) 出现超调量过大等现象, 须对PID参数进行调整后再进行本项试验。

2.8.7 自动及手动电压调节范围测定

本试验主要目的是测试励磁调节器的各通道在自动和手动控制方式下发电机电压和转子电流的调节范围和稳定性。

发电机为空载额定转速, 励磁调节器分别在自动和手动控制方式, 进行增、减磁操作, 检查发电机电压调整的范围, 记录调节范围上、下限时发电机电压、转子电压、转子电流和调节器给定值。调节时注意观察发电机电压应稳定地逐步变化。

自动控制方式应保证能在发电机空载额定电压的80%~110%范围内进行稳定、平滑地调节。手动控制方式应保证

发电机电压能在空载额定励磁电压的20%到额定励磁电压的110%进行稳定、平滑地调节。

2.8.8 发电机空载阶跃响应试验

试验主要目的是测试并调整励磁调节器的PID参数设定, 使在线性范围内的电压调节品质达到标准要求。

发电机空载时, 将发电机定子电压调为90%~100% U_N (额定电压), 分别在自动及手动控制方式下, 突然改变整定电压值, 叠加-5%阶跃量, 使发电机电压突降5% U_N , 待发电机电压稳定后, 再突然切除-5%阶跃量, 发电机电压恢复至试验初始值, 测录发电机电压、转子电压和调节器输出电压等的变化曲线, 通过计算电压上升时间、超调量、振荡次数和调节时间等来分析波动的品质。

交流励磁机励磁系统的超调量不应大于阶跃量的30%, 振荡次数不大于3次, 上升时间不大于0.8s, 调节时间不大于10s。

自并励励磁系统的超调量不应大于阶跃量的30%, 振荡次数不大于3次, 上升时间不大于0.6s, 调节时间不大于5s。

2.8.9 励磁调节器切换试验

励磁调节器自动控制方式通常也称为电压闭环控制, 为机组正常运行的主要控制模式, 自动控制方式有利于提高电力系统稳定性; 手动控制方式通常也称为电流闭环控制, 以恒定发电机转子电流(或主励机励磁电流)运行为控制目标, 手动控制方式通常作为自动控制方式的备用, 同时也是机组试验阶段使用的主要控制方式。

励磁调节器切换试验主要包括励磁调节器通道切换和励磁调节器控制方式切换。调节器通道切换指相同控制方式、不同通道的切换。调节器控制方式切换是指同一通道或不同通道间不同控制方式的切换。

励磁调节器切换执行方式包括无故障人为切换和故障切换两种。导致励磁调节器故障切换的原因主要有调节器电源故障、调节器死机、低励保护、过励保护、TV断线、脉冲丢失等。

励磁调节器切换试验目的是检查励磁调节器各调节通道和控制方式间的跟踪、切换条件和无扰动切换。

发电机空载运行工况下, 调节不同的发电机电压, 首先人为操作励磁调节器通道和控制方式切换, 录取切换过程的发电机电压、励磁电压、励磁电流的波形, 然后模拟通道电源故障、TV断线等调节器故障, 进行切换试验并录取切换过程波形图。

励磁调节器切换试验需观察发电机电压应无明显的波动, 通常切换前后的稳态值的变化应小于1%额定电压。

2.8.10 发电机空载灭磁试验

发电机灭磁试验的目的是测定灭磁时间参数、检验灭磁功能(即操作正确性、动作逻辑正确性), 包括移相逆变、灭磁开关、灭磁电阻等在发电机空载工况下的灭磁作用。

发电机空载灭磁试验内容包括正常停机逆变灭磁、事故停机跳灭磁开关灭磁。灭磁试验记录发电机电压、励磁电压、励磁电流等参数波形, 以便进行详细分析。

测定灭磁时间参数, 发电机灭磁时间常数为发电机电压下降到初始值的0.368倍的时间。转子绕组电流灭磁时间为转子绕组电流从初始值下降到10%初始值所用的时间。

在任何情况下, 转子绕组两端的过电压不应超过转子过电压保护的動作电压, 试验过程中, 转子过电压保护不应动作。

自并励励磁系统与三机励磁系统的灭磁时间参数有一定

差别。自并励励磁系统相对于三机励磁系统来说,发电机灭磁时,机端电压下降更快,灭磁时间更短。

2.8.11 励磁控制系统电压/频率特性

试验目的是测定励磁控制系统电压/频率特性,检查发电机转速在一定范围内变化时励磁调节器控制发电机电压准确度的能力。

在发电机空载运行工况下,励磁调节器投入自动控制方式运行,改变发电机转速使其在 0.95~1.03 倍额定转速间变化,观察励磁调节器随频率的变化及维持发电机机端电压稳定的性能,并记录主、副励磁机及发电机的电压。在励磁调节器给定值不变的情况下,频率每变化 $\pm 1\%$,发电机电压的变化不应大于额定值的 $\pm 0.25\%$ 。

电压/频率比率限制单元静态调试时通过改变电压和频率测定其单元特性和整定动作值。开机试验时视发电机组转速可调范围及其他因素决定是否实测。

2.9 发电机同期系统定相、假并列试验

2.9.1 同期系统定相试验

同期并列的理想条件:①待并发电机频率与系统频率相等;②发电机电压与系统母线电压幅值相等;③相角差为零,发电机电压与系统母线电压矢量重合。角差对于机组的危害最大,发电机电压相序须在电气整套启动时,经过定相检查,确定其一、二次电压相序与系统电压保持一致。

(1) 停运一段升压站母线,使其处于备用状态,作为同期系统定相试验用备用母线。

(2) 发电机升压至额定值,并送至停运的备用母线。

(3) 测量发电机机端电压互感器和升压站母线电压互感器的次级电压的幅值和相序并记录。

(4) 在同期装置处对取自发电机的同期电压和取自系统的同期电压进行二次核相并记录。如果存在较大幅值差异,应通过改变自动准同期装置设定或其他措施进行纠正。

(5) 投运同期系统,整步表(或自动准同期装置)应指示同步位,自动准同期装置发出同频报警。

(6) 检查完毕,退出同期系统,发电机逆变灭磁。

(7) 恢复投运升压站备用母线,测量升压站母线电压互感器的次级电压的幅值和相序并记录。

2.9.2 假并列试验

假并列试验为发电机首次并列前的关键环节,试验目的是为了实测导前时间并进行调整,录取假并列波形图,确认自动准同期装置的参数设定与发电机出口断路器的性能是否匹配。

以发变组单元接线方式为例,简述试验步骤如下:

(1) 确认发电机出口隔离开关在断开位置,退出其控制、动力电源并加锁。

(2) 将同步电压及发电机出口断路器辅助触点引入录波器。

(3) 升发电机电压至额定值,调节汽轮机转速略高于系统频率。

(4) 投入同期系统,进行假并列试验并录取波形图。

(5) 检查发电机出口断路器主触点是否在同步点准确合闸,否则应调整导前时间设定,并重复本试验。

2.10 厂用电源带负荷切换试验

2.10.1 试验目的

试验目的是在机组带负荷情况下,对高压厂用电源的自动切换功能进行实际检验。试验内容包括正常手动切换、事

故切换及不正常切换。

2.10.2 厂用电源带负荷切换试验具备条件

(1) 高压厂用电自动切换系统静态试验合格。

(2) 机组带 30% 负荷左右,且机、炉运行稳定。

(3) 高压厂用电源一次核相完成。

(4) 保安电源系统正常,柴油发电机在事故备用自投状态。

(5) 检查高压厂用电自动切换装置工作状态显示正常,复核参数设定无误,压板投入正确。

2.10.3 厂用电源带负荷切换试验

(1) 高压厂用电源核相。高压厂用电源带负荷切换前必须进行核相,高压厂用电源核相采用核相棒在一次侧直接核相。

(2) 高压厂用电源自动切换试验步骤:

1) 对高压厂用母线工作分支 TV、备用分支 TV 和母线 TV 进行二次核相,确认相位正确。

2) 将高压厂用母线工作电源进线开关小车推至工作位置,并投入其操作、动力电源。

3) 投入高压厂用电自动切换装置电源,检查装置指示正常,母线电压、相角差指示正常,确认切换方式设定正确。

4) 进行高压厂用电手动切换操作,切换过程中观察高压厂用母线电压应平稳,无明显波动。

5) 上述切换完成后,再按照同样步骤进行从工作电源到备用电源的切换试验。

6) 手动切换试验完成,确认切换功能正常后,将厂用电源切换到由高压厂用变压器供电。

7) 机组计划停机前,当负荷减到 30% 左右时,模拟保护动作,进行事故方式切换试验。

2.11 发电机带负荷试验

2.11.1 试验目的

通过发电机带负荷试验检查各种带方向性的继电保护的接线正确性、各差动保护的差流,在各种负荷情况下测量发电机定子接地保护的电压、轴电压,定时记录发电机—变压器组系统运行参数。

2.11.2 各种带方向性的继电保护的接线正确性检查

通常在发电机短路特性试验和发电机空载特性试验中,分别检查电流回路和电压回路的相对相位关系,二者之间的相对相位正确与否并未进行实际确认,因此为了避免发电机首次并列时逆功率、阻抗、失磁、失步等保护发生误动现象,须利用负荷电流检查以上保护的功率、阻抗测量元件接线是否正确,无异常后,尽快投运以上保护。

2.11.3 各差动保护的差流检查

在不同负荷下,检查发电机—变压器组差动、主变压器差动、发电机差动、高压厂用变压器差动的差流并记录。

2.11.4 发电机定子接地保护电压测量

不同负荷下,测量并记录发电机机端电压互感器开口三角和发电机纵向零序的基波和三次谐波电压值,并对三次谐波定子接地保护进行检查,核对并修改发电机定子接地保护定值。

根据发电机并网前后机端、中性点零序电压三次谐波的跟踪测量,可计算和重新整定发电机定子接地保护定值,提高保护灵敏性。

2.11.5 轴电压测量

为了防止因发电机励侧轴承、励磁机轴承与基座的绝缘垫绝缘不良,从而导致轴承感应电流流通,破坏油膜,损害

发电机转子的轴颈和轴承乌金，因此采用测量轴电压的方法来监视和判断绝缘垫性能是否良好。

轴电压测量可在发电机空载工况下或带一定负荷后进行。第一次测量电压 U_1 ，第二次先将两侧轴承的油膜短路后再测量电压 U_2 ， $U_1 \approx U_2$ ，轴承绝缘良好； $U_1 > U_2$ 且超过 10%，表明轴承绝缘不良。

2.12 励磁系统带负荷试验

励磁系统带负荷试验项目参见表 16.2-7。试验目的是进一步测试励磁调节器的调节能力及特性，并按具体情况和系统要求调整整定参数。

表 16.2-7 励磁系统负载试验项目

编号	试 验 项 目	备 注
1	校对励磁调节器的发电机定子电流、有功功率、无功功率的测量	—
2	检查无功调节的稳定性	—
3	励磁系统负载切换试验	包括工作励磁和备用励磁相互切换试验
4	过励/低励限制试验	—
5	整流柜额定工况下均流试验	—
6	静差率和调差率测定	—
7	励磁系统强励电压倍数和电压响应时间测定	—
8	甩无功负荷试验	—

2.12.1 校对励磁调节器的发电机定子电流、发电机有功功率和无功功率的测量

本项检查的目的是进一步核实励磁调节器测量回路的接线正确性和采样精度。因此在机组带负荷期间应仔细核对各个负荷阶段的实际测量情况，并予以记录。

2.12.2 检查无功调节的稳定性

发电机并网后，分别在自动、手动控制方式下在最小到额定值范围内调节发电机无功负荷，注意观察无功调节应稳定且无跳动现象。

2.12.3 励磁调节器负载阶段切换试验

励磁系统在机组带负荷阶段的切换试验，目的在于检验励磁调节器在带负荷工况下的切换过程中对机端电压、无功功率的控制能力。试验内容包括：

(1) 励磁调节器通道切换试验，注意观察切换过程中机组无功应无变化。

(2) 励磁调节器控制方式切换试验，特别是由自动控制方式向手动控制方式的切换试验，注意观察切换过程中机组无功应无波动。

2.12.4 过励限制试验

过励限制试验的目的是检查励磁调节器过励限制功能，检查并调整有关设定值。

开机试验时为达到过励限制动作，可采用降低过励限制动作整定值或增大励磁电流测量值等方法进行试验；过励限制起作用时，励磁电流应平滑地过渡到限制值稳定运行。现场试验中，一般采取降低过励限制整定值的方法。

2.12.5 低励限制试验

低励限制试验的目的是检查励磁调节器的低励限制功能，检查调整有关设定值。机组带负荷励磁系统低励限制试验要求在发电机带一定有功的条件下进行。

励磁调节器低励限制的定值整定要注意与发电机静稳极限和失磁保护的配合。发电机带负荷励磁系统低励限制试验

时，应限制机组的进相深度，通常采取改变欠励设定值的方法来进行验证。若不修改定值，往往限于系统工况而不能达到低励限制。

2.12.6 整流柜额定工况下均流试验

在发电机额定工况下（机组大负荷阶段、三相短路试验时均可），测量并记录功率整流元件的每个分支桥的电流，计算其均流系数不应低于 85%，即

均流系数 = 平均电流 / 最大支路电流 (16.2-7)

2.12.7 静差率和调差率测定

2.12.7.1 静差率测定

试验目的是检验发电机负载变化时励磁调节器对发电机电压的控制准确度。

静差率测量方法有两种：

(1) 推算法。在发电机额定负载工况（带额定有功、无功功率）下，励磁调节器以自动控制方式运行，调差率置零，测量此时发电机机端电压 U_{11} 和电压给定值 U_{REF1} ，在发电机空载时测量 U_{REF1} 对应的发电机空载电压 U_{10} ，按式 (16.2-8)，计算静差率 ϵ ，即

$$\epsilon = \frac{U_{10} - U_{11}}{U_{11}} \times 100\% \quad (16.2-8)$$

式中： U_{11} 、 U_{10} 分别为甩负荷前后的机端电压（甩负荷测量法），V。

(2) 甩负荷测量法。置调差率为零。通过保持给定值不变，甩额定负荷，测量甩负荷前后的发电机端电压求得静差率。然后按式 (16.2-8) 计算。

2.12.7.2 调差率测定

试验目的是测定发电机励磁调节器的调差率，以保证实现发电机之间的合理无功分配。

保持励磁给定值不变，在功率因数 $\cos\varphi=0$ 情况下，甩 50%~100% 额定无功功率，测量甩负荷前后发电机机端电压求得无功调差率 D ，即

$$D = \frac{U_{10} - U_{11}}{U_{10}} \times \frac{I_{QN}}{I_Q} \times 100\% \quad (16.2-9)$$

式中： U_{11} 、 U_{10} 分别为甩负荷前后的机端电压，V； I_Q 、 I_{QN} 分别为甩负荷前无功电流值和额定无功电流值，A。

也可在 50%~100% 额定无功功率下测得机端电压 U_{11} 和给定值 U_{REF1} 后，在发电机空载试验中得到的机端电压 U_1 与给定电压 U_{REF} 的曲线上由 U_{REF1} 求出 U_{10} ，然后按式 (16.2-9) 计算。

2.12.8 励磁系统强励电压倍数和电压响应时间测定

发电机在额定工况下运行，待转子绕组温度稳定后，突然将发电机电压反馈信号降到原值的 80%。励磁电压达到顶值电压后将发电机电压反馈信号恢复到原值。录取励磁电压上升波形，计算励磁系统强励电压倍数和电压响应时间。

该试验应视现场实际情况以及电力系统的要求确定是否进行。

2.12.9 甩无功负荷试验

试验目的是检验励磁调节器在发电机甩负荷过程中对发电机电端电压的控制能力。

励磁调节器甩无功负荷试验可结合汽轮机专业 50%、100% 甩负荷试验同步进行。发电机带规定负荷时，直接跳开发电机出口断路器，突甩负荷，对发电机电端电压进行录波，以便对波形进一步分析。

2.13 负荷变动试验

2.13.1 负荷变动试验目的

负荷变动试验是验证单元机组热工调节系统适合负荷变

动的能力。当机组大修、热工调节系统改造及新建机组投运后都应进行负荷变动试验。

2.13.2 负荷变动试验应具备的条件

负荷变动试验前，机组必须经过满负荷运行，主、辅机系统设备正常，热工控制系统包括协调控制系统、燃料控制系统、送风控制系统、炉膛压力控制系统、过热蒸汽温度控制系统、再热蒸汽温度控制系统、除氧器水位控制系统、凝汽器水位控制系统、各高/低加热器水位控制系统、一次风压力控制系统、磨煤机控制系统（包括磨煤机出口温度、入口风量控制等）均已投入自动运行，并经受了负荷扰动。控制系统被控参数控制指标均能满足机组运行要求，控制质量良好，具备负荷变动试验的条件。

2.13.3 负荷变动试验方法

负荷变动试验方法常见的有两种：

（1）在试验的负荷范围内任选一负荷段，根据不同的负荷变化率分别进行负荷的上升和下降波动，考验控制系统的负荷适应能力。

（2）在试验的负荷变化范围内，根据不同的负荷变化率，从低负荷逐渐向最高负荷波动，然后反方向试验。

第一种较容易实现，在国内应用较为普遍；第二种实现困难，对控制系统要求更加严格，在进口机组的控制系统中已推荐使用。随着机组 AGC 的不断推广应用，第二种试验曲线更能接近 AGC 控制对机组负荷变化的要求，能够更好的验证热工控制系统的调节品质。

2.13.4 负荷变动试验考核标准

原电力工业部建设协调司 1996 年 5 月发布的《模拟量控制系统负荷变动试验导则》中给出了负荷变动试验考核指标（见表 16.2-8）。

表 16.2-8 模拟量控制系统负荷变动试验考核指标

被控参数	负荷变动过程中动态偏差	负荷变动过程中静态偏差
主蒸汽压力	$\pm 0.6\text{MPa}$	$\pm 0.3\text{MPa}$
主蒸汽温度	$\pm 10^{\circ}\text{C}$	$\pm 5^{\circ}\text{C}$
再热蒸汽温度	$\pm 10^{\circ}\text{C}$	$\pm 5^{\circ}\text{C}$
汽包水位	$\pm 60\text{mm}$	$\pm 30\text{mm}$
炉膛压力	$\pm 200\text{Pa}$	$\pm 100\text{Pa}$
烟气含氧量	$\pm 2\%$	$\pm 1\%$
除氧器水位	$\pm 250\text{mm}$	$\pm 100\text{mm}$
凝汽器水位	$\pm 200\text{mm}$	$\pm 100\text{mm}$
高压加热器水位	$\pm 70\text{mm}$	$\pm 35\text{mm}$
低压加热器水位	$\pm 70\text{mm}$	$\pm 35\text{mm}$
实际功率	$\pm 3\%\text{MCR}$	$\pm 1.5\%\text{MCR}$

表 16.2-8 中所列指标主要适用于国产亚临界 300MW 配直吹式制粉系统的燃煤汽包锅炉机组，对其他机组并不完全适用。对于超临界、超超临界机组负荷变动试验的考核，国内没有相应的标准，试验的判断依据为是否满足电网 AGC 控制的要求。通常 600MW 超临界、超超临界机组负荷变化率可达到 2%~3%ECR/min，正常使用 1.5%~2%ECR/min 的负荷变动率。1000MW 超超临界机组负荷变化率可达到 1.5%ECR/min。

2.13.5 超超临界机组负荷变动试验

2.13.5.1 600MW 超超临界机组的负荷变动试验

某电厂 600MW 超超临界机组在 390~480MW 和 500~590MW 负荷段，以 18MW/min 的负荷变动速率进行了负荷变动试验。试验表明 600MW 超超临界机组在定压、滑压运行方式下，以 3%ECR/min 负荷变化率在 15%负荷变化幅度内可进行自动升、降负荷，满足电网 AGC 要求，且各主

要运行参数正常。

2.13.5.2 1000MW 超超临界机组的负荷变动试验

某电厂 1000MW 超超临界机组制造厂提供了负荷变动速率及负荷变动试验考核指标（见表 16.2-9、表 16.2-10），但在 500~650MW 和 650~800MW 负荷段进行的实际变负荷试验中，负荷变化率达不到设计值。当负荷变化率为 1.5%ECR/min 时，机组运行稳定，主要参数正常，满足电网 AGC 要求。负荷变化率再继续增大后，参数调节困难。

表 16.2-9 负荷变化速率

负荷变化幅度（MW）	负荷变化率（1/min）
300~350	1%
350~500	2%
500~750	3%
750~1000	3%

表 16.2-10 负荷变动试验考核指标

参数名称	单位	最大动态偏差
机组实际功率	MW	± 50
主蒸汽压力	MPa	± 0.98
主蒸汽温度	$^{\circ}\text{C}$	$\pm 8/-20$
再热蒸汽温度	$^{\circ}\text{C}$	$\pm 8/-20$

2.14 机组 RB 试验

2.14.1 试验目的

运行中的大型火电机组，当主要辅机发生故障跳闸或手动切除，造成锅炉出力无法满足机组负荷的要求，机组实发功率受到限制时，为了适应运行设备的出力，机组协调控制系统自动将机组负荷迅速降到尚在运行的辅机所能承受的目标负荷值，并控制机组在允许参数范围内继续运行而不停机，这一过程称为辅机故障快速减负荷（RUNBACK），简称 RB。检验该功能的试验，称为 RB 试验。

RB 试验的主要目的是检验和考核协调控制系统与 RB 相关的控制功能；检查和考核 RB 工况下各调节子系统的控制性能；检验机组主设备、辅机设备、热工控制系统能否为机组的高度自动化运行提供安全、可靠的保障。

2.14.2 RB 控制逻辑

RB 控制功能是在机组主要辅机发生故障时，机组将根据不同的辅机事故，将机组负荷快速自动地降至允许目标值，以保证机组的正常运行。主要辅机故障通常指送风机、引风机、给水泵、一次风机、磨煤机、空气预热器及强制循环汽包炉炉水循环泵故障。RB 目标值为某一主要辅机发生故障时，机组的最大出力，一般为 50%ECR。而磨煤机跳闸时，需要根据磨煤机的运行状态和最大出力确定 RB 目标值。

RB 发生时，机组负荷变化率一般按 100%ECR/min 设定；机组运行方式的变化由协调控制系统自动切到汽轮机跟随方式运行，汽轮机主控制器此时只维持 RB 设定负荷下的压力值；为防止过热蒸汽温度降低太大，在过热蒸汽温度控制系统中增加超驰控制功能，即当 RB 发生时，喷水调节汽门开度超驰关小；RB 发生后，BMS 按运行磨煤机的组合方式进行切除，6 台磨煤机的机组（5 用 1 备），保留 3 台磨煤机运行，不投入油枪；5 台磨煤机的机组（4 用 1 备），保留 2 台磨煤机运行，同时按照磨煤机的运行状况投入相关油层。

为防止辅机过出力导致锅炉跳闸，在控制逻辑内，应对辅机设备的最大出力进行限制，限制送风机、引风机、一次

风机及给水泵的最大出力。辅机设备最大出力限制是在机组最大出力状态下辅机出力的基础上再增加一定的裕量。

2.14.3 RB 试验过程

2.14.3.1 RB 静态试验

由于 RB 试验对机组的安全、寿命都有影响，因此在进行动态试验之前，必须进行相关的准备试验。

在机组停运状态下，按设计的功能依次模拟 RB 产生的条件，进行 RB 功能模拟试验。检查 RB 的触发条件，不同原因的 RB 发生时，开关量输入通道（DI）的动作正确；RB 发生后，协调控制系统（CCS）输出至锅炉炉膛安全监控系统（FSSS）的磨煤机跳闸信号正确；RB 发生时，模拟量控制系统（MCS）中相关 RB 的控制逻辑正确，控制方式切换功能正常，控制参数设定正确；不同原因的 RB 发生时，辅机之间的跳闸联锁设置正确；检查协调控制系统与汽轮机控制系统（DEH）相关信号的通信是否正确。

2.14.3.2 RB 动态试验

（1）RB 动态试验前的准备试验。

1）在协调控制系统及子系统已正常投用的前提下，进行一次定值扰动和负荷变动试验，确保主要调节机构灵活无卡涩，各项参数达到原电力部颁发的《火电工程调整试运质量检验及评定标准》的要求。

2）确认送风机、引风机、一次风机出力与电流的对应关系，正确设置六大风机的最大出力限制，防止 RB 过程过电流跳闸，发生 MFT。

3）在机组运行的条件下，强制 RB 状态下油枪投入信号，确保油枪正常投入。

（2）RB 动态试验方法。

1）由运行人员在 DCS 画面上手动停一台辅机，注意观察 RB 动作过程。

2）注意炉膛正/负压、过热/再热蒸汽温度的变化，以及主蒸汽压力的调节。

3）注意观察相关辅机的动作情况。

（3）RB 动态试验的中止。当 RB 无法自动完成或主要的自动退出时，发出 RB 终止信号；当出现危及机组安全时，运行人员在协调控制画面快速按“RB 切除”按钮，中止 RB 动态试验过程。

（4）RB 动态试验的结束。在 RB 动作一段时间后（3min），负荷下降速率小于 3MW/min 或机组负荷已小于 RB 目标负荷，发“RB 结束”信号。RB 结束信号出现后，汽轮机主控、锅炉主控保持结束时的状态，然后由运行人员选择运行方式。

2.14.4 RB 试验的评定标准

由于 RB 工况为机组异常工况，机组的控制参数必然存在较大波动。因此，进行 RB 功能分项试验时，其参数波动范围不危及机组安全和不引起机组主保护动作跳闸，即认为 RB 试验合格。

3 机组启动

3.1 汽轮机启动

汽轮机启动是指汽轮机转子从静止或盘车状态升速至额定转速，并将机组负荷逐步增加到额定值的过程。汽轮机的启动过程是蒸汽向金属传递热量的复杂热交换过程。在这个过程中，汽轮机各金属部件受到高温蒸汽的加热，并逐步增加到满负荷工况下所承载的压力和温度。因此，在启动过程中，要合理安排升速率、升负荷率和暖机时间，控制各部件

温升速度，限定转子与汽缸的相对膨胀，减小部件的热应力和热变形，不发生异常振动，不引起动静摩擦，尽量缩短总启动时间。

3.1.1 启动方式

3.1.1.1 按冲转时进汽方式分类

根据冲动转子时的进汽方式分为高中压缸启动和中压缸启动两种形式。高中压缸启动方式在冲转时，高中压缸同时进汽，这种启动方式可使分缸处加热均匀，减少热应力，既适用于高中压合缸汽轮机，也适用于高中压分缸汽轮机。上海汽轮机有限公司（简称上汽）、哈尔滨汽轮机厂有限责任公司（简称哈汽）、东方汽轮机有限公司（简称东汽）制造的 300MW 汽轮机主要采用高中压缸启动方式。中压缸启动方式在冲转时，高压缸不进汽，仅靠中压缸进汽冲动转子，待机组并网接带 10%~15% 负荷时，切换为高中压缸同时进汽。这种启动方式启动速度快，容易使中压转子温度在定速前超过低温脆性转变温度，有利于转子的安全运行，一般用于高中压分缸汽轮机。北京北重汽轮电机有限责任公司（简称北重）引进阿尔斯通技术生产的 330MW 机组就是采用中压缸启动方式。

3.1.1.2 按启动前汽缸或叶片持环金属温度水平分类

国内外汽轮机制造厂均根据启动前汽缸或叶片持环金属温度水平对启动状态进行分类，一般情况下汽轮机启动分为四种状态，即冷态、温态、热态、极热态，也有分为冷态和热态两种，具体分类见表 16.2-11 和表 16.2-12。

表 16.2-11 300MW 汽轮机启动状态划分

启动状态	东汽	北重（330MW）	上汽、哈汽引进型
冷态	高压内缸内壁温度<150℃	高压外缸下法兰温度<190℃	高压缸调节级处金属温度<121℃或中压第一级叶片持环温度<121℃
温态	150℃≤高压内缸内壁温度<300℃	190℃≤高压外缸下法兰温度<300℃	高压缸调节级处金属温度≥121℃和中压第一级叶片持环温度≥121℃属热态，不进行细分
热态	300℃≤高压内缸内壁温度<400℃	300℃≤高压外缸下法兰温度<380℃	
极热态	高压内缸内壁温度≥400℃	高压外缸下法兰温度≥380℃	

表 16.2-12 600MW 亚临界汽轮机启动状态划分

启动状态	东汽（中压缸启动）	ALSTOM（中压缸启动）	上汽、哈汽
冷态	中压蒸汽室汽缸第一级温度<240℃	高压缸金属温度<190℃或中压缸金属温度<150℃	高压缸调节级处金属温度<121℃或中压第一级叶片持环温度<121℃
温态	240℃≤中压蒸汽室汽缸第一级温度<365℃	190℃≤高压缸温度<300℃ 150℃≤中压缸温度<290℃	高压缸调节级处金属温度≥121℃和中压第一级叶片持环温度≥121℃属热态，不进行细分
热态	365℃≤中压蒸汽室汽缸第一级温度<440℃	300℃≤高压缸温度<430℃ 290℃≤中压缸温度<430℃	
极热态	中压蒸汽室汽缸第一级温度≥440℃	高压缸温度≥430℃ 中压缸温度≥430℃	

当汽轮机制造厂对汽轮机的启动状态有明确规定的应以汽轮机制造厂的规定为准。在汽轮机制造厂对启动状态无明确规定时,可参照 IEC 60045-1:1991《汽轮机技术规范》和 DL/T 892—2004《电站汽轮机技术条件》进行启动状态分类,它根据汽轮机停机后的小时数进行启动分类:停机超过 72h(金属温度约为其满负荷温度的 40%以下)为冷态;停机在 10~72h(金属温度为其满负荷温度的 40%~80%)为温态;停机在 1~10h(金属温度约为其满负荷温度的 80%以上)为热态;停机在 1h 以内(金属温度为满负荷或接近满负荷的温度)为极热态。

3.1.1.3 按启动过程中主蒸汽参数分类

根据启动过程中主蒸汽参数是否变化,分为额定参数启动和滑参数启动两种。额定参数启动时,在整个启动过程中,从冲转直至带额定负荷,自动主汽门前的主蒸汽参数始终保持额定值。这种启动方式的缺点是蒸汽与汽轮机金属部件间的初始温差大、冲转流量小、调节汽门节流损失大,调节汽门后温度变化剧烈,部件受到较大热冲击。为了设备安全,必须加长升速和暖机时间,因而它适用于采用母管制的中小机组,大容量单元制机组已不采用。

滑参数启动时,主汽门前的主蒸汽参数随机组转速和负荷变化而滑升,汽轮机定速和并网后接带初始负荷,调节汽门开大。这种启动方式经济性好,部件加热均匀,故在大容量单元制机组中普遍采用。滑参数启动一般采用滑参数压力法启动。

滑参数压力法启动时,锅炉点火前汽轮机主汽门和调节汽门处于关闭状态,对汽轮机真空系统抽真空,待蒸汽参数达到一定值时冲动转子,并进行升速直至定速,蒸汽参数不变,并网后接带初始负荷,调节汽门开大,此后随主蒸汽参数提高逐渐加负荷。

3.1.1.4 按控制汽轮机进汽阀门不同分类

按照控制汽轮机进汽阀门不同可分为调节汽门启动和自动主汽门启动。调节汽门启动是在启动过程中,自动主汽门或电动主汽门全开,汽轮机进汽量由调节汽门控制。自动主汽门启动是在启动过程中,调节汽门全开,汽轮机进汽量由自动主汽门或电动主汽门控制。主汽门启动在冲转到带部分负荷,采用全周进汽,可使高压缸加热均匀,降低高压部件的热应力水平。

3.1.2 启动冲转参数及升负荷时间

300MW 和 600MW 亚临界汽轮机启动冲转参数及升负荷时间见表 16.2-13~表 16.2-16。

表 16.2-13 300MW 汽轮机冷态启动冲转参数				
启动状态	单位	上汽、哈汽引进型	东汽	北重
主蒸汽压力	MPa	4.2	3.4	4.0
主蒸汽温度	℃	320	320	380
再热蒸汽压力	MPa	—	0.1~0.2	1.5
再热蒸汽温度	℃	250~300	230~240	320
凝汽器真空	kPa	>87	>83	>81

表 16.2-14 600MW 亚临界汽轮机冷态启动冲转参数				
启动状态	单位	上汽、哈汽	东汽(中压缸启动)	ALSTOM
主蒸汽压力	MPa	4.2	5.98	4.6
主蒸汽温度	℃	320	310	410
再热蒸汽压力	MPa	—	1.18	1.6
再热蒸汽温度	℃	250~300	310	320~380
凝汽器真空	kPa	>87	>87	>91

注 东汽汽轮机在高压缸第一级金属温度低于 150℃,冲转前应对高压缸进行预暖。

表 16.2-15 东汽 300MW 汽轮机热态启动状态划分及冲转参数

启动 状态	冲 转 参 数					初始负荷 (MW)
	调节级处 内上缸内 壁温度(℃)	主蒸汽		再热蒸汽		
		压力 (MPa)	温度 (℃)	压力 (MPa)	温度 (℃)	
温态	150~300	7.84	400	0.1~0.2	350	25
热态	300~400	9.8	460	0.2~0.3	420	40
极热态	≥400	11.74	510	0.3~2.0	480	60

表 16.2-16 东汽 300MW 汽轮机升负荷时间与负荷参考值

启动阶段	主蒸汽压力(MPa)	主蒸汽温度(℃)	再热蒸汽温度(℃)	升压率(MPa/min)	时间(min)
以锅炉膨胀要求为主	<1	—	—	—	120
	1~4	<280	—	<0.03	100
	4~6	280~350	300	<0.05	50
以冲转暖机并网要求控制为主	6	350	300	根据汽轮机要求稳定参数	120
	6	350~390	300~350		30
0~25MW	6	390~430	350~400	—	75
25~150MW	6~11	430~490	400~480	<0.05	115
150~300MW	11~17.4	490~540	480~540	<0.06	125

3.1.3 启动程序及过程控制

当汽轮机不存在禁止启动条件,冲转参数符合要求,可以进行冲转,并按启动状态选择升速率和暖机时间。汽轮机冲转后,检查盘车是否自动脱扣,进行摩擦听音检查,轴系振动,轴向位移、相对膨胀、润滑油压、润滑油温、轴瓦金属温度、上下缸温差等在允许范围,确保汽轮机平稳、顺利通过临界转速区,直至机组定速。在 3000r/min 停止交流润滑油泵时,注意观察润滑油压变化。机组并网后,迅速接带初始负荷,然后按照启动曲线升负荷直至满负荷。下面给出了不同容量亚临界汽轮机启动程序和负荷控制,见表 16.2-17~表 16.2-19。

表 16.2-17 上汽、哈汽引进型 300MW 汽轮机启动程序

项目名称	单 位	冷 态	热 态	
盘车脱扣 转速	r/min	>3	>3	
摩擦听音 检查转速	r/min	600	600	
升速率	r/min ²	100	150~300	
中速暖机 转速	r/min	2040	无	
中速暖机 条件及时间	min	再热蒸汽温度达 260℃ 开始计 算暖机时间，并由启动曲线确定		无
TV 控制 方式 转 换 GV 控制方 式转速	r/min	2900	2900	
顶轴油泵 自 动 停 止 转速	r/min	2950	2950	
初始负荷	MW	15（若再热蒸汽温度超过规定 值可提高负荷）		15

续表			
项目名称	单 位	冷 态	热 态
初始负荷 暖机时间	min	≥30	无
升负荷率	MW/min	2	4.5
30MW 负 荷检查		主蒸汽压力 4.9MPa，主蒸汽 温度 330℃，再热蒸汽温度 280℃	根据热态 启动曲线确 定暖机负荷 和时间
60MW 负 荷检查		主蒸汽压力 6.8MPa，主蒸汽 温度 380℃，再热蒸汽温度 325℃	
105MW 负 荷检查		主蒸汽压力 9.5MPa，主蒸汽 温度 450℃，再热蒸汽温度 400℃	
210MW 负 荷检查		主蒸汽、再热蒸汽温度达额定值，单阀切至 顺序阀控制	
240MW 负 荷检查		主蒸汽压力达额定值	
300MW 负 荷检查		全面检查	

表 16.2-18 北重 330MW 汽轮机启动程序

项目名称	单位	冷态	热态
盘车脱扣转速	r/min	>140	>3
摩擦听音检查转速	r/min	600	600
升速率	r/min ²	中压缸缸上法兰温度<150℃，100	
中速暖机转速	r/min	1000	无
中速暖机时间	min	30	无
中速暖机结束条件		高压缸下法兰温 度≥190℃	无
转 速 1050r/min 检查		高压缸抽真空阀开启，高排压力 ≤1.7MPa	
顶轴油泵自动停止 转速	min	2000	2000
定速暖机时间	min	20	无
初始负荷及升负 荷率	MW	初始负荷：7MW；升负荷率： 60MW/min	
高中压缸切换前升 负荷率	MW/min	3	8~10
高中压缸切换		负荷达 30MW 进行高中压缸切换， 检查抽真空阀自动关闭，高压缸排 汽口金属温度应小于 390℃	
暖机负荷	MW	45~50	无
低负荷暖机时间	min	30	无
低负荷暖机结束 条件		高压缸金属温度 ≥220℃	无
60~70MW 负 荷检查		主蒸汽、再热蒸汽管道疏水门自 动关闭；本体疏水、抽汽管道疏水 门自动关闭；低缸喷水阀自动关闭	
暖机负荷	MW	165	无
暖机时间	min	30	无
初始负荷到 270MW 升负荷率	MW/min	3	6
270~300MW 升负 荷率	MW/min	3	3
300MW 负荷检查		稳定运行 10~15min	
300~330MW 升负 荷率	MW/min	3	3
330MW 负荷检查		全面检查	

表 16.2-19 东方 300MW 汽轮机启动程序

项目名称	单 位	冷 态	热 态
盘车脱扣转速	r/min	>3	>3
摩擦听音检查 转速	r/min	500	500
升速率	r/min ²	100	200~250
顶轴油泵停止 转速	r/min	1200	1200
中速暖机转速	r/min	1200	无
中速暖机时间	min	30	无
高速暖机转速	r/min	2000	无
高速暖机时间	min	60	无
高速暖机结束 条件		高压缸上半 内壁温度大 于 250℃ 高中压缸膨胀 大于 10mm 高中压相对膨 胀小于 3.5mm 并 趋于稳定	无
高速暖机结束到 2950r/min 升速率	r/min ²	150	200~250
2950 ~ 3000 r/ min 升速率		50	200~250
初始负荷	MW	25	25
初始负荷暖机 时间	min	60	无
升负荷率	MW/min	1.2	温态：3MW/min 热态：5MW/min 极热态：6MW/min 平稳加负荷到额定负 荷值
升负荷控制		暖机结束后参 考表 16.2-16 进 行升负荷控制	
300MW 负荷检查		全面检查	

3.1.4 典型 300MW 亚临界机组启动曲线

3.1.4.1 国产引进型 300MW 汽轮机（上汽、哈汽生产）

国产引进型 300MW 汽轮机（上汽、哈汽生产）启动，根据金属温度水平选择合适的主蒸汽压力，热态启动主蒸汽压力为 6~9 MPa。在选择主蒸汽温度时，主蒸汽具有 56℃ 以上的过热度，调节级蒸汽温度和金属温度相匹配，在任何情况下，调节级后蒸汽温度不得比金属温度高 110℃，也不得低 56℃。根据图 16.2-6 主蒸汽压力和温度，选定调节方式，查到第一级蒸汽温度，然后根据第一级蒸汽温度与金属温度精确的匹配线找出匹配点，匹配点向右可查出冲转时间，匹配点向左可查出 5% 负荷的暖机时间，如图 16.2-6 所示。

3.1.4.2 东汽（日立技术）

东汽 600MW 亚临界汽轮机是引进日立公司设计技术制造，采用中压缸启动方式，具有启动快速、灵活的特点，冷态启动曲线如图 16.2-7 所示。

3.2 锅炉启动

锅炉由上水到带满负荷的过程称为锅炉启动，它包括锅炉上水、点火、升温升压、配合汽轮机冲转、暖机、发电机并网、机组带负荷等操作运行过程。

3.2.1 锅炉启动方式

单元机组锅炉一般都采用滑参数启动方式。启动过程中通过调整燃料量和旁路阀门的开度控制锅炉出口蒸汽参数，以适应汽轮机冲转、暖机与升负荷的要求。当锅炉出口蒸汽参数升高到额定值时，汽轮机可带一定负荷或满负荷。

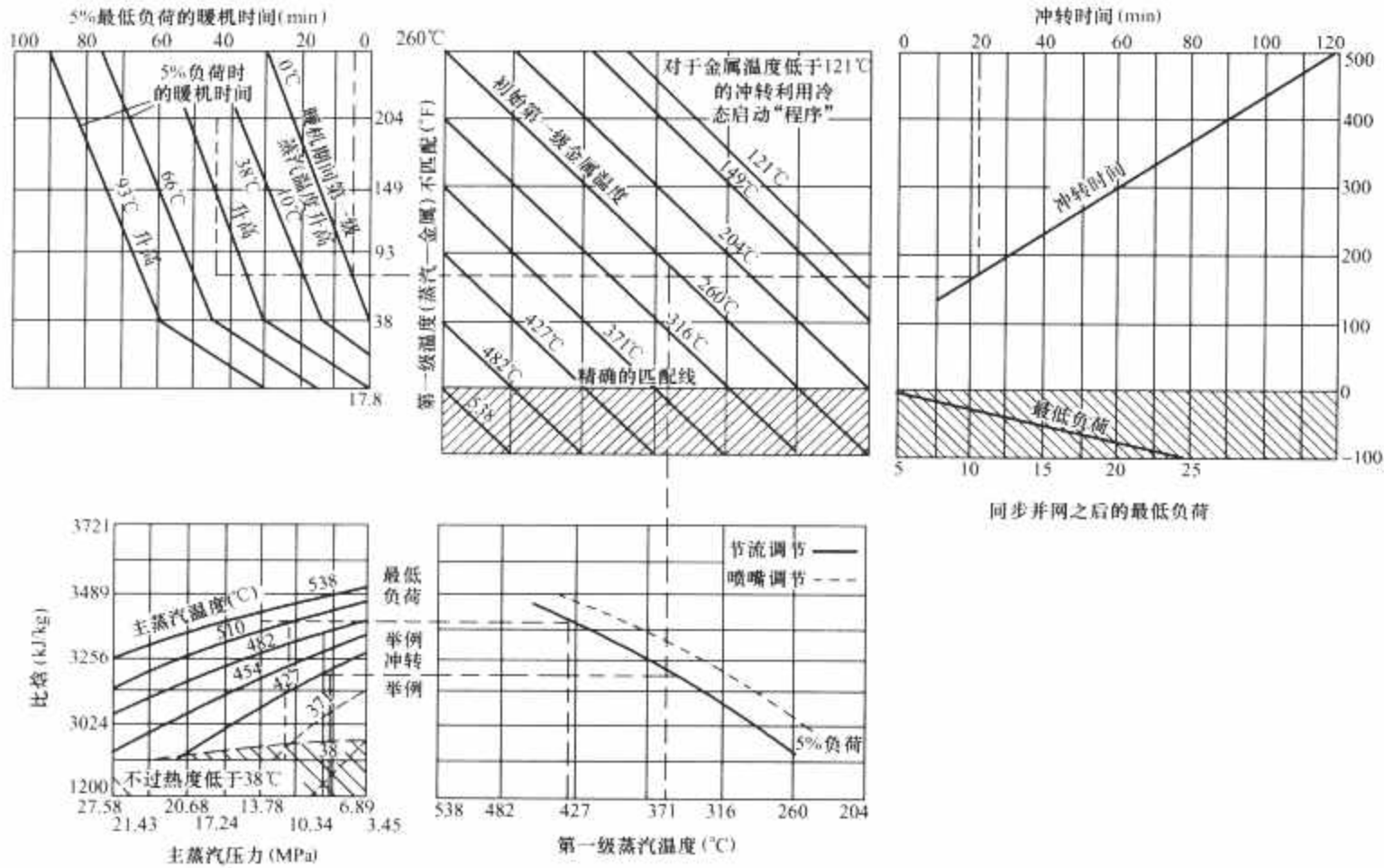


图 16.2-6 国产引进型 300MW 汽轮机热态启动曲线

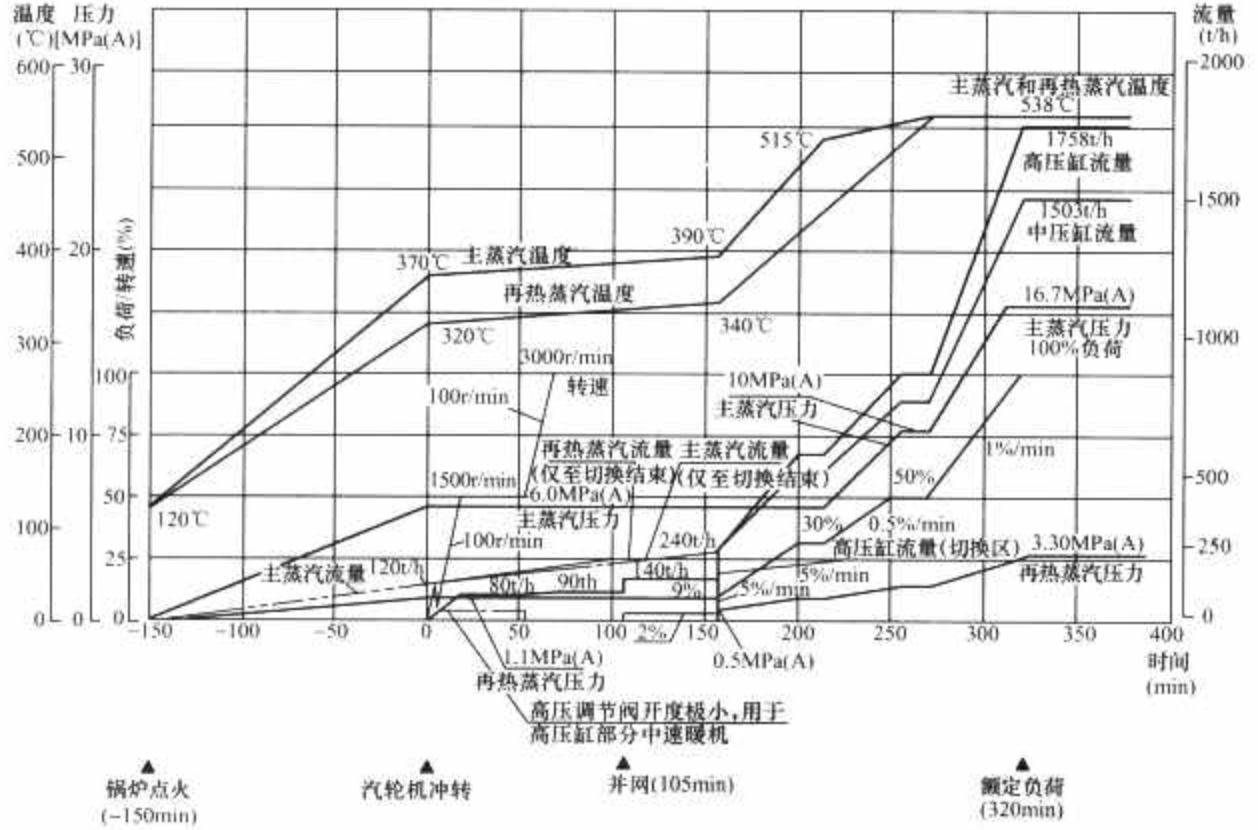


图 16.2-7 东汽 600MW 亚临界汽轮机冷态启动曲线

锅炉启动根据锅炉停运的时间或金属温度的高低可分为冷态启动、温态启动、热态启动和极热态启动四种。所谓冷态启动是指锅炉的初始状态为常温和无压时的启动，这种启动通常是新锅炉、锅炉经过检修或者经过较长时间停炉备用后的启动。温态启动、热态启动和极热态启动则是指锅炉还保持有一定压力和温度，它们启动时的工作内容与冷态启动大致相同，是冷态启动过程中的某一阶段作为启动的起始点，而起始点以前的某些工作内容已经完成，因而它们的启动时间可以较短。

表 16.2-20~表 16.2-21 给出了几种不同类型、不同容量锅炉启动状态的划分。

表 16.2-20 用停炉时间划分的锅炉启动状态				
启动状态	600MW 控制循环 汽包锅炉	600MW 超临界直流炉	1000MW 超超临界直流炉 (哈锅)	1000MW 超超临界直流炉 (东锅)
冷态启动	$t=72$	$t>72$	$t=150$	$t=72$
温态启动	$t=48$	$10<t<72$	$t=56$	$t=32$
热态启动	$t=8$	$1<t<10$	$t=8$	$t=10$
极热态启动	$t=1$	$t<1$	$t=2$	$t=1$

注 1. 表中 t 为停炉时间，单位为小时。
2. 哈尔滨锅炉厂有限责任公司简称哈锅。
3. 东方锅炉(集团)股份有限公司简称东锅。

表 16. 2-21 用金属温度划分的锅炉启动状态

启动状态	600MW 控制循环汽包锅炉	600MW 超超临界直流炉 (哈锅)	1000MW 超超临界直流炉 (哈锅)
冷态启动	≤100	≤120	≤120
温态启动	100~216	120~260	120~260
热态启动	≥216	260~340	260~340
极热态启动		≥340	≥340

注 汽包锅炉为汽包壁温；直流炉为分离器内壁温度。

对单元制机组锅炉本身而言，严格划分其启动状态意义并不大，以汽轮机的汽缸温度划分启动状态更科学。通常机组的启动状态以汽轮机汽缸金属温度的高低为依据，划分为冷态、温态、热态和极热态四种启动状态。

3. 2. 2 直流锅炉与汽包锅炉的启动区别

汽包锅炉有自然循环锅炉和强制循环锅炉。自然循环锅炉蒸发受热面内的工质流动依靠下降管中的水和上升管（水冷壁）中的汽水混合物之间的密度差产生的压力差进行循环流动。强制循环锅炉蒸发受热面内的工质除了依靠水和汽水混合物的密度差以外，主要依靠炉水循环泵的压头进行汽水循环流动。自然循环锅炉和强制循环锅炉均带有一个很大的汽包对汽水进行分离，汽包作为分界点将锅炉受热面分为加热蒸发受热面和过热受热面两部分。直流锅炉是靠给水泵的压力，使锅炉中的工质——水、汽水混合物和蒸汽，一次通过全部受热面。它只有互相连接的受热面，而没有汽包。

自然循环锅炉在点火前锅炉上水至汽包低水位，此时水冷壁中的水处于静止状态，锅炉点火后，水冷壁吸收炉膛辐射热，水温升高，水循环开始建立。随着燃料量的增加，蒸发量增大，水循环加快，受热强的水冷壁管内工质流速增加。因此，启动过程水冷壁冷却充分，运行安全。强制循环锅炉在锅炉上水后点火前，循环泵就开始工作，水冷壁系统建立了循环流动，从而保证了水冷壁在启动过程中的安全。

直流锅炉在启动前必须由锅炉给水泵建立一定的启动流量和启动压力，强迫工质流经受热面。只有这样才能在启动过程中使受热面得到冷却。但是，直流锅炉不像汽包锅炉那样有汽包作为汽水固定的分界点，水在锅炉管中加热、蒸发和过热后直接向汽轮机供汽，而在启停或低负荷运行过程中有可能提供的不是合格蒸汽，可能是汽水混合物，甚至是水。因此，直流锅炉必须配套一个特有的启动系统，以保证锅炉启停和低负荷运行期间水冷壁的安全和正常供汽。

直流锅炉启动系统的主要功能是建立冷态、热态循环清洗，建立启动压力和启动流量，以确保水冷壁安全运行；最大可能地回收启动过程中的工质和热量，提高机组的运行经济性。

超临界锅炉启动系统为内置式分离器启动系统，可分为带启动循环泵式、带热交换器式、疏水扩容器式和大气扩容器启动系统。启动分离器的功能与自然循环锅炉的汽包一样，起到分离汽和水的作用，但是它只是在锅炉启动过程中水冷壁出口工质还没有全部变为蒸汽之前起作用，当水冷壁出口工质全部变为蒸汽，它将失去分离作用。

3. 2. 3 锅炉启动过程的控制

3. 2. 3. 1 锅炉上水

锅炉上水主要控制水质、水温和上水速度。锅炉在冷态启动前，汽包、分离器、联箱等锅炉厚壁部件的金属温度与环境温度相近。当高温水进入时，厚壁部件内表面与水接触，温度随即上升，而其外表温度升高较慢，形成内外壁温

差，产生热应力。壁厚愈大，上水温度愈高，上水速度愈快均将增大内外温差，产生的热应力，使厚壁部件受到损伤。为了保证锅炉厚壁部件（汽包、联箱或分离器等）在上水过程中不产生过大的热应力，通常对锅炉上水温度和速度加以限制，一般电厂的锅炉上水采用除氧器中的除氧水，温度控制在 104℃。有些锅炉制造商规定锅炉上水温度大于汽包壁温 20℃，防止汽包材料发生脆性变化。锅炉上水的时间根据水温、气候条件和炉型等而定，大型锅炉上水时间一般为夏季不少于 2h，冬季不少于 4h。锅炉上水应缓慢、均匀，控制汽包上、下壁温差不超过 56℃。

锅炉上水水质应符合有关标准要求。表 16. 2-22 给出了锅炉启动时对上水水质的要求。

表 16. 2-22 锅炉启动时给水质量标准

炉型	锅炉过 热蒸汽 压力 (MPa)	氢电导率 (25℃, μS/cm)	二氧化硅 (μg/L)	铁 (μg/L)	溶解氧 (μg/L)	硬度 (μmol/L)
汽包锅炉	12.7~18.3	—	≤80	≤75	≤30	≤5.0
超(超)临界 直流锅炉	—	≤0.65	≤30	≤50	≤30	≈0

3. 2. 3. 2 锅炉升温升压速率

锅炉点火以后，受热面和其中工质的温度逐渐升高，当水汽化后，蒸汽压力逐渐升高。从锅炉点火直到蒸汽压力升高到工作压力的过程，称为升压过程。在此同时，工质的温度也在不断升高，由于水和蒸汽在饱和状态下温度和压力之间存在对应关系，所以蒸发受热面的升压过程也就是升温过程。通常以控制升压速度来控制升温速度的大小。

在锅炉的升压过程中，升压速度太快，将影响各部件（特别是厚壁部件）的安全，但如果升压速度太慢，将延长机组的启动时间，增加启动时的经济损失。直流锅炉由于没有汽包这个厚壁部件，因此其升压升温速度比较快。

一般自然循环锅炉在启动过程中，汽包壁温差是必须控制的重要安全性指标之一。在启动开始阶段，蒸发区内的自然循环尚不正常，汽包里的水流动很慢或局部停滞，对汽包壁的传热很小，故汽包下部金属温度升高不多。汽包上部与饱和蒸汽接触，蒸汽对金属冷凝放热，此传热比汽包下部大好几倍，故汽包上部金属温度较高，产生上下温差。这种上下温差将使汽包趋向于拱背状变形。由于与汽包连接的各种管子对变形的限制，上部金属受压应力，下部金属受拉应力。另外，在启动过程中，汽包金属从工质吸收热量，其温度逐渐升高由内向外散热。因此，汽包壁由于内外存在温差而产生应力。为了防止过大的热应力损坏汽包，目前国内各高压和超高压锅炉的汽包上下壁温差允许值及汽包筒体任意两点的温差均控制在 50℃以下。汽包壁上下及内外温差的大小在很大程度上决定于汽包内的升温升压速度，速度越大则温差越大。一般规定汽包内工质升温的平均速度不超过 1.5~2℃/min。

带有“汽包夹层”的强制循环汽包锅炉，汽包内部设有与汽包同等长度的弧形板，从上升管来的汽水混合物全部从汽包顶部引入，沿弧形板与汽包壁之间的狭长通道由上向下流动，从汽包下部进入汽水分离装置。汽水混合物在通道内有适当的速度与一定的热传导，汽包上下壁之间几乎不存在温差。该锅炉在点火前就建立了水循环，从点火开始，汽包的受热就比较均匀，大大提高了升温升压速度。根据制造厂规定，该种锅炉的炉水温升率的允许值为 220℃/h。

超（超）临界直流锅炉没有汽包，受热部件中厚壁部件

较少,承压部件大部分是由小直径薄壁管组成,既是内置式启动分离器,其直径、壁厚比汽包小得多。因此,在启动过程中工质元件受热容易达到均匀,升温、升压速度可加快,与汽包炉相比将大大缩短启动时间。国产 600MW 超临界机组水冷壁出口升温率最大限定值为 $220^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 。国产 1000MW 超超临界水冷壁出口升温率最大限定值为 $220^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 和 $105^{\circ}\text{C}/(10\text{min})$ 。

锅炉升温、升压速率应满足汽轮机对其参数的要求,按机组启动曲线进行。

3.2.3.3 炉膛出口烟温

锅炉点火初期,过热器、再热器没有蒸汽冷却,处于干烧状态,或者蒸汽量很少,冷却能力不够,都使管壁温度接近烟气温度。为了保护过热器和再热器在干烧状态下不超温,对锅炉在点火升压期间,应严格控制炉膛出口烟温。炉膛出口烟温的控制由过热器、再热器材料决定。亚临界锅炉炉膛出口温度限制在 540°C 以下,超临界、超超临界锅炉炉膛出口温度限制在 560°C 以下。

3.2.3.4 水冷壁的均匀加热

自然循环锅炉在点火过程中,特别在升温升压的初始阶段,水冷壁受热和水循环的不均匀性较大。同一联箱上的各根水冷壁管金属温度存在偏差,会产生一定的热应力,严重时会使下联箱变形或管子损伤。因此,投油抢或燃烧器要对角投运,并隔段时间同层燃烧器要轮换,使水冷壁受热趋于均匀。

超(超)临界直流锅炉水冷壁采用螺旋管圈以减少对炉膛热负荷的敏感性,采用垂直管圈则通过计算在各水冷壁管进口加装不同的节流孔板,使其流量分配均匀。但在实际运行过程中,尤其在启动初期及低负荷阶段,若炉内热负荷不均匀,仍然会造成水冷壁出口较大的汽温偏差。因此,从点火开始就要注意燃烧器的投运方式,并通过燃料与风的调整等措施改善水冷壁的受热情况。

3.2.3.5 超(超)临界直流锅炉的启动流量

超(超)临界直流锅炉启动前必须建立启动流量进行冷态清洗,点火后冷却受热面,确保水冷壁的安全。启动流量越大,工质流经受热面的流速越高,这对受热面的冷却,改善水动力特性均是有利的,但工质的损失及热量损失也相应增加。反之,启动流量过小,受热面冷却和水动力稳定就得不到保证。因此,启动流量是在保证受热面得到可靠冷却和工质流动稳定的条件下,尽可能小一些,一般为额定流量的 $25\%\sim 35\%$ 。纯直流锅炉启动流量由给水泵提供,带启动循环泵和复合循环超临界锅炉的启动流量由循环泵提供 $20\%\sim 25\%\text{BMCR}$ 流量,给水泵提供 $5\%\sim 10\%$ 的流量。带循环泵的锅炉在启停或低负荷运行过程中,工质、热量损失较小,具有突出的优点。

3.2.3.6 超(超)临界直流锅炉的工质膨胀现象

直流炉的启动过程中工质加热、蒸发和过热三个区段是逐步形成的,启动初期,分离器前的受热面都起加热水的作用,水温逐步升高,而工质相态没有发生变化,锅炉出来的是加热水,其体积流量基本等于给水流量。随着燃料量的增加,炉膛温度提高,换热增强,当水冷壁内某点工质温度达到饱和温度时开始产生蒸汽,但在其后部的受热面中的工质仍然为水。由于蒸汽质量体积比水大很多,引起局部压力升高,将后部的水挤压出去,使锅炉出口工质流量大大超过给水流量。这种现象称为工质膨胀现象。当蒸发点后部受热面中的水被汽水混合物替代后,锅炉出口工质流量才恢复到和给水流量一致。

启动过程中工质膨胀量的大小与分离器的位置有关,分离器前受热面越多膨胀量越大;与启动压力有关,较高的启动压力可减少膨胀量;与启动流量有关,随着启动流量的增加膨胀流出量的绝对量增加;与给水温度有关,给水温度降低,蒸发点后移,膨胀量减弱;与燃料投入速度有关,燃料投入速度愈大,膨胀量愈大;与锅炉形式有关,垂直管圈直流炉膨胀量小,而螺旋管圈直流炉膨胀量大。

工质膨胀现象在亚临界直流锅炉和启动压力在临界压力以下的超临界直流锅炉的启动过程中出现,全压启动的超临界直流锅炉不存在膨胀现象。

超临界锅炉在启动过程中应密切监视工质的膨胀,及时调节分离器放水阀,保持分离器水位正常,避免水进入过热器系统。

3.2.3.7 超(超)临界直流锅炉的临界点

采用滑参数启动方式的超临界直流锅炉,整个启动过程,锅炉压力经历了一个从低压、高压、超高压到亚临界,再到超临界的过程。从启动开始到临界点,工质经过加热、蒸发、过热三个阶段。当达到临界点(压力为 22.12MPa ,温度为 374.15°C)时,汽化潜热为零,汽水密度差为零,水被全部汽化。随后机组负荷继续增加,进入超临界范围内运行,工质只经过加热和过热两个阶段,呈单相流体变化。

工质在临界点附近,存在着相变点或称之为最大比热容区,这时汽水性质发生剧变,在相变点质量体积会急剧增加,工质热焓迅速增加,比定压热容会达到最大值。

由于锅炉在相变点附近的温度剧烈变化,影响水冷壁寿命。因此,锅炉启动或滑压运行过程中,在临界点附近,提前做好准备,快速通过。

3.2.3.8 超(超)临界直流锅炉的湿干态转换

超(超)临界锅炉普遍采用内置式分离器(再循环泵式或扩容式)启动系统。一般在机组负荷小于 20% 时,锅炉处于湿态运行,水冷壁出口为汽水混合物,汽水在内置式分离器内被分离后饱和蒸汽进入过热器,疏水进入贮水罐后由再循环泵打回省煤器入口或排入扩容器,并维持一定的贮水罐水位和再循环流量。当机组负荷大于 20% 时,随着制粉系统的投入、负荷的增加,水冷壁出口的汽水混合物逐渐变为饱和蒸汽以至过热蒸汽,汽水分离器维持一定的过热度,锅炉开始由湿态向干态转换。随着湿干态转换的进行,汽水分离器贮水罐的水位不断降低,最终汽水分离器中全部为过热蒸汽,再循环泵停运,贮水罐排水关闭,湿干态转换结束。

锅炉湿干态转换过程中,维持一定的水煤比和过热度是非常重要的。合适的水煤比及过热度可以避免锅炉转干态运行后,因水煤比过小而导致水冷壁超温的问题,或因水煤比过大而导致汽水分离器水位过高,造成蒸汽带水、过热蒸汽温度大幅度下降等问题。

3.2.3.9 超(超)临界直流锅炉的冷、热态清洗

超(超)临界直流锅炉在首次点火或停运一段时间后,受热面和给水管系统均存在杂物、沉积物和因腐蚀生成的氧化铁等。因此每次启动前必须对管道系统和锅炉本体进行冷、热态清洗。冷态清洗分为开式清洗和循环清洗两个阶段。开式清洗是清洗水不回收,直接排入排污扩容器;循环清洗是把清洗水回收至凝汽器,得到循环应用。

锅炉上水后,首先开始的是冷态开式清洗,清洗水温保持在 80°C 以上,清洗水流量大于锅炉启动流量(一般大于 $25\%\text{BMCR}$)。在确保电动给水泵安全运行的前提下,尽可能增大给水流量,以提高冷态开式清洗效果,缩短冷态开式

清洗时间。当汽水分离器贮水罐水质铁含量小于 $500\mu\text{g/L}$ 、 $\text{pH}\leq 9.5$ 时,锅炉冷态开式清洗结束,清洗水回收至凝汽器,开始冷态循环清洗。当汽水分离器贮水罐水质铁含量小于 $100\mu\text{g/L}$ 时,锅炉冷态循环清洗结束。

热态清洗是在锅炉点火后进行的。由于锅炉点火后受热面内水温逐渐升高,水中的含铁量增加,水质变差,因此需要清洗。当汽水分离器进口水温达到 $150\sim 190^{\circ}\text{C}$ 时,开始热态循环清洗,并停止升温升压。当汽水分离器贮水罐水质铁含量小于 $50\mu\text{g/L}$ 时,热态清洗结束,锅炉可继续升温升压。

3.2.3.10 锅炉洗硅

随着锅炉压力的提高,蒸汽密度不断增大,溶解盐类的能力也就越强。蒸汽溶解盐类有下列特点:

(1) 饱和蒸汽和过热蒸汽均可溶解盐类,凡能溶解于饱和蒸汽中的盐也能溶解于过热蒸汽。

(2) 蒸汽的溶盐能力随着压力的升高而增大。

(3) 蒸汽对不同盐类的溶解具有选择性,在相同条件下不同的盐在蒸汽中的溶解度相差很大。在水溶液中不溶解的硅酸在蒸汽中的溶解度最大,而硅酸盐在蒸汽中溶解度很低。

(4) 炉水含盐量越高,直接溶于蒸汽的盐分也越多。

在高压锅炉中,硅酸在蒸汽中的溶解是影响蒸汽品质的主要因素,会产生严重的后果。硅酸随蒸汽带进汽轮机,蒸汽在汽轮机内膨胀做功后压力降低而使其溶盐能力亦随之降低,析出的 SiO_2 沉积在汽轮机叶片上,使叶片型线改变,效率降低,还会使蒸汽流动阻力增大,降低汽轮机出力并增大轴向推力。当圆周积盐不均匀时,甚至影响转子平衡,造成重大事故。工作压力越高的汽轮机,其通流截面越小,盐类的沉积也越危险。

为此,锅炉在启动过程中,对不同压力阶段的炉水含硅量严格控制,排去硅浓度高的炉水以保证蒸汽的含硅量在 $20\mu\text{g/L}$ 以内,即所谓的“洗硅”。

(1) 汽包锅炉洗硅运行。洗硅过程是保证蒸汽含硅量维持一定的前提下,根据汽包压力与炉水允许最大含硅量进行的。在炉水 pH 值为 $9\sim 10$,蒸汽含硅量为 $20\mu\text{g/L}$ 时,炉水二氧化硅的最大质量浓度与锅炉压力对应关系见表16.2-23。

表 16.2-23 锅炉压力与炉水二氧化硅的最大质量浓度对应关系

汽包压力(MPa)	3.9	7.8	10.8	11.8	12.7	13.7	14.7	15.2	17.6
蒸汽携带率(%)	0.05	0.6	1	2	2.8	3.5	4.3	5	8
锅炉允许值($\mu\text{g/L}$)		3333	2000	1000	710	570	465	400	250

洗硅运行阶段从 5.88MPa 压力开始,由低到高逐步提高蒸汽压力,通过锅炉定期和连续排污排掉硅化合物含量大的炉水,最好能够投入凝结水处理系统来净化水质,使炉水符合相应压力下的允许值。洗硅曲线如图16.2-8所示。

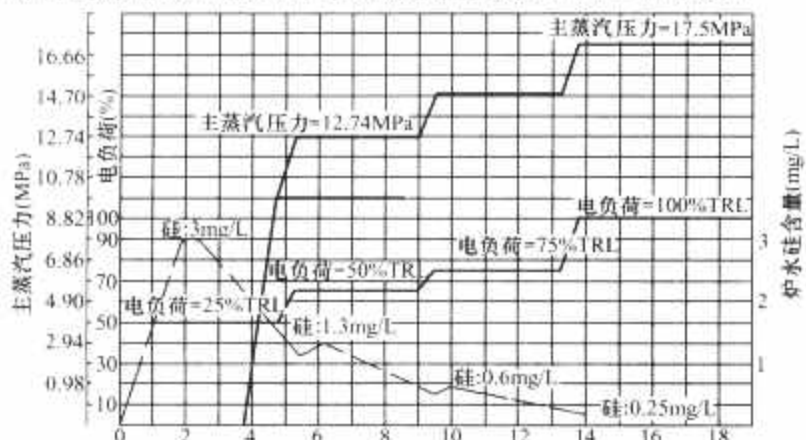


图 16.2-8 洗硅运行图

洗硅过程中,各个阶段炉水磷酸盐和二氧化硅的最大浓度在不同压力等级,可以取不同的值。锅炉压力与炉水磷酸根质量浓度对应关系见表16.2-24。

表 16.2-24 锅炉压力与炉水磷酸根质量浓度对应关系

序号	锅炉压力(MPa)	炉水磷酸根浓度(mg/L)
1	10	2~7
2	13	1~6
3	15	0.5~4
4	18	0.3~3

(2) 超(超)临界直流锅炉洗硅。超临界直流锅炉的洗硅工作,主要从以下几个方面开展:

1) 新建机组启动前的热力系统净化。通过化学清洗或者是大流量的水冲洗将热力系统表面的附着物除去,建立良好的表面钝化膜。

2) 在锅炉点火后,严格按照要求进行热力系统的热态水冲洗。

3) 机组启动后在非直流运行阶段,当除盐水储量和制水能力有保障的前提下,可以将补给水直接补充到除氧器中,将进入凝汽器的含有较高硅、铁浓度的凝结水排放。

4) 机组参数提高,锅炉进入直流运行以后,热力系统洗硅主要依靠投用精处理高速混床来降低系统中的硅含量。

与汽包锅炉机组相同,进入汽轮机的蒸汽含硅量在新建机组试运过程中要求小于或等于 $50\mu\text{g/L}$ (超临界机组正常运行要求蒸汽含硅量等于或小于 $15\mu\text{g/L}$),那么当蒸汽含硅量大于此值时就应该降低机组参数,延长低参数的试运时间,使蒸汽含硅量接近于正常运行值,再提高汽参数,从而使蒸汽含硅量不大于要求值。

根据超(超)临界直流锅炉的运行特点,一般设置以下几个洗硅阶段:

- 1) 直流阶段,锅炉负荷在 $25\%\text{ BMCR}$ 或 $30\%\text{ BMCR}$ 。
- 2) 直流阶段,锅炉负荷在 $35\%\text{ BMCR}$ 。
- 3) 直流运行,机组负荷在 $50\%\text{ BMCR}$ 。
- 4) 直流运行,机组负荷在 $75\%\sim 100\%\text{ BMCR}$ 。

3.3 发电机启动及并网

3.3.1 机组并网前应完成的电气试验项目

机组并网前应完成发电机转子绕组绝缘检查(升速过程中)、发电机转子交流阻抗及功率损耗测量、发电机—变压器组短路试验、发电机—变压器组空载特性试验、励磁调节器空载试验、同期系统定相试验、假并列试验。确认各项试验结果均合格后,方可进行机组并网操作。否则,应查明原因,消除缺陷,重复试验,经确认无误后方可进行下一步工作。

3.3.2 机组并网前继电保护投用

机组具备并网条件后,可进行发电机—变压器组继电保护投用工作。除逆功率、失磁、失步、阻抗等带方向测量元件的保护暂不投外,投用其余所有发变组电量、非电量保护。

发电机三次谐波定子接地保护一般只投信号。双重配置的转子接地保护只能投用一套。机组并网前,应申请暂时退出升压站配电装置的母差保护,待机组并网时利用负荷电流校核母差保护的差流为零后,即刻恢复投运母差保护。

3.3.3 机组并网前的检查工作

(1) 拆除所有试验接线,恢复“关闭主汽门”、“汽轮机甩负荷”及“并列自动加负荷”接线,准备机组并列。

(2) 检查整流柜和励磁调节柜风机运行正常,整流柜均投运,励磁系统无报警信号。

(3) 检查主变压器、高压厂用变压器通风冷却系统正确投运。

(4) 检查保安电源系统处于正常运行方式,柴油发电机组处于事故备用自投状态。

(5) 检查机、炉各配电变运行正常,且厂用电源系统运行方式正确无误。

(6) 检查直流电源系统、UPS 系统均处于正常运行方式。

(7) 检查所有投运电气设备标示明确,隔离措施完善,并有明显的警示标志。

(8) 确认机、炉系统运行稳定,具备并网条件。

3.3.4 发电机起励

(1) 机组首次并网时,励磁调节器宜采用手动控制方式,在机组并网后,确认励磁系统电流、电压回路接线正确无误,有功功率、无功功率采样测量准确后,再将励磁调节器切换至自动控制方式。

(2) 发电机起励,缓慢调节发电机电压至额定值。

3.3.5 机组并网

(1) 投入并列断路器的控制、动力电源。

(2) 投用同期系统,并列断路器应在同步点准确合闸,机组并入系统。退出同期系统运行。

(3) 检查监视盘表指示正确无误、继电保护装置无异常、励磁系统运行正常,按值长令带负荷。

3.3.6 投用各种带方向性测量元件的继电保护

利用负荷电流检查逆功率、阻抗、失磁、失步等保护,确认其功率、阻抗测量元件接线正确、采样准确后,投运以上保护。

3.4 机组整套启动试运

机组整套启动试运是指机、炉、电第一次联合试运,直至完成 168h 运行,移交生产的全过程。它是机组调整试验的最后一道工序,是对机组制造、工程设计、安装质量和生产准备的全面检验与考核,是保证机组安全、经济、稳定运行并形成生产能力,发挥投资效益的关键环节。

3.4.1 机组整套启动前应具备的条件

机组整套试运是在完成分部、分系统试运以后,土建安装工作告一段落,机组满足以下条件进行的:

(1) 整套试运组织。整套试运组织已落实,在启动验收委员会的领导下,试运指挥组已经开始工作,试运总指挥、副总指挥及各专业组人员已经到位,各专业组分工明确。

(2) 整套启动计划。

1) 分部试运和分系统试运已经完成,并按质量检验要求通过了检验,完成签证,分部试运的技术记录完整。

2) 机组整套启动计划、方案、调试大纲和措施经过讨论并经试运总指挥批准,对试运程序和安排已向参加调整试运各单位交底。有重大影响的调试项目的方案和措施已经总指挥批准并报工程主管单位,并网和发电外送工作已准备就绪,通过上网安全性评定,电网调度部门同意上网。

3) 所有参加整套启动试运的设备和系统及其有关辅助配套设备均按设计要求配置并经检查验收,确认具备随时投运的条件。

(3) 生产准备。

1) 参加机组启动试运的运行人员已经过技术培训,考核合格并具备上岗资格,对整套启动试运的任务明确,熟悉设备和系统,掌握操作要领。

2) 已制定了该机组的运行规程和各项规章制度,在现

场挂有各类系统图、启动曲线、安全措施和各阶段试运安排,以便操作人员掌握并执行。

3) 已备齐必需的安全器具、防火器材、各类专用工具、运行记录、运行报表、备品备件。

4) 生产运行指挥机构健全,值长、单元长全部到位,运行人员按预定的安排轮流上岗。

(4) 交接验收检查组已对建筑工程和生产区域的建筑设施检查验收确认合格;对外委工程和市政公用单位的有关工程也已验收并确认满足机组试运要求;对分部试运、分系统试运所有项目已进行了检查验收,并办理了签证手续。对整套启动试运的必备条件进行了自检,通过了质检中心站对机组启动前的质量检验。

(5) 召开启动验收委员会全体会议,听取并审议关于整套启动试运汇报,并作出进入整套启动试运阶段的决定,由试运总指挥下令进行机组整套启动。

3.4.2 机组整套启动试运

机组整套启动一般按“空负荷试运、带负荷试运和 168h 满负荷连续试运”三个阶段进行。

3.4.2.1 空负荷试运

空负荷试运阶段,锅炉全烧油(有等离子点火装置的烧煤),由 DEH 控制汽轮机冲转并网带初负荷。锅炉安全保护和汽轮机保护系统投入、DAS 系统投入、顺序控制系统试投、部分自动调节系统试投、电除尘投振打。

(1) 空负荷阶段试运程序。锅炉点火→按冷态启动曲线升温升压→确认冲转参数符合启动要求→机组按冷态启动曲线冲转→升速→定速摩擦检查→打闸停机试验→升速→中速(或高速)暖机→测定轴系临界转速区→汽轮机调节保安系统有关参数调整→升速至额定转速→危急保安器注油试验→手动打闸停机→启动升速至额定转速→电气试验→主汽门、调节汽门严密性试验→DEH 与同期装置接口确认→并网带 10%~15% 额定负荷运行 4~6h→解列进行超速试验和高、低旁路试验→汽轮机停机(停机后视机组条件可安排锅炉安全门整定试验)。

(2) 空负荷试运阶段主要调试项目。锅炉燃油系统调整与投运,机组冷态升速试验,DEH 转速控制功能检查试验,额定转速下汽轮机调节系统有关参数的调整试验,调节保安系统调试,危急保安器注油试验,ETS 手动打闸试验,主汽门、调节汽门严密性试验,励磁装置调整试验,自动同期装置调整与投用,发电机空载试验、短路试验,同期试验,同期并网,TSI 系统功能检查,部分自动调节系统的整定投入,超速试验,高低压旁路试验,升速及初负荷振动监测,机组停机测取惰走曲线。

3.4.2.2 带负荷试运

在空负荷试运的基础上,带负荷试运阶段采用程控方式点火,汽轮机由 DEH 控制,锅炉制粉系统投入运行,投煤粉、投高压加热器,机组洗硅,电除尘投入振打和电场。逐渐带大负荷,条件满足时,进行断油试验,机组带 80% 负荷,全面进行热控自动调整试投,DAS 实现对机组的各项监视功能,FSSS 完成热态动作试验。

(1) 带负荷阶段试运程序。机组启动并网带初负荷→带 10%~15% 额定负荷锅炉洗硅→DAS 系统采集信号校准→带 25% 额定负荷,制粉系统调整、投煤粉带负荷、锅炉洗硅→燃烧初调整→带 50% 额定负荷燃烧调整试验、锅炉洗硅、厂用电切换、锅炉全烧煤→甩 50% 额定负荷试验→停机(视实际情况)消缺→温态(热态)启动试验→带 75% 额定负荷,制粉系统及燃烧调整试验、洗硅、超(超)临界

锅炉校验安全阀→带 80%额定负荷，真空系统严密性试验→调节系统参数预设置及试投→稳定在 80%额定负荷下运行→变动负荷试验→自动调节系统参数整定及投入→带 100%额定负荷，制粉系统及燃烧调整→自动调节系统切投试验→负荷摆动试验→若条件具备可安排甩 100%额定负荷试验→RB 功能试验→MFT 验证试验→停机消缺。

(2) 带负荷试运阶段试验项目。制粉系统调整试验，锅炉燃烧调整试验，断油稳燃试验，高压加热器系统投切试验，厂用电切换，机组温态（热态）启动试验，汽动给水泵投运，DEH 负荷控制功能检查，顺序控制系统试验及投用，除灰、排渣系统投入检查，电除尘器投用，自动调节系统调整及投入试验，锅炉安全保护系统功能验证试验，汽轮机保护系统功能验证试验，真空系统严密性试验，锅炉洗硅，超（超）临界锅炉安全阀校验，汽轮机振动监测，机组负荷变动试验，RB 功能试验，以及按合同增加的自动处理事故功能试验和特殊试验项目。

3.4.2.3 168h 满负荷连续试运行

这一阶段是考核机组带满负荷连续试运行的能力，以确认机组能够投入生产形成生产力的重要阶段。各项调试工作基本完成，机组经过消缺，主辅设备处于正常状态，保护装置全部投入，自动调节系统已整定好调节参数，热控系统工

作正常，各系统具备投入条件。机组按正常方式启动，逐渐增加负荷，高压加热器系统投入，断油带满负荷进行 168h 连续运行。在本阶段，原则上不再作较大的调整试验，但应严密监视机组的运行状况，全过程进行化学监督和振动监测，保证机组振动、真空、汽水品质及机、炉、电各系统符合验收规程和检验标准的要求，热工电气保护投入率应达到 100%，自动装置投入率和平均负荷率均应满足“验收标准”的要求。

在 168h 满负荷连续试运期间，原则上不作其他调整试验，保证机组连续带满负荷运行。如果由于电力系统或其他非施工和调试原因，使试运机组在此阶段不能带满负荷时，由总指挥报请启动验收委员会决定应带的最大负荷。完成 168h 连续试运的平均负荷率应满足“验收标准”的要求。168h 满负荷试运完成后，如果机组有影响继续运行的较大缺陷，可以停机消缺；如果机组运行正常，可继续运行，并由总指挥报请启动验收委员会决定移交生产单位进入试生产运行。

3.4.3 机组整套试运综合质量指标

为确保高质量完成 168 h 满负荷试运，原电力部颁发了《火电工程调整试运质量检验及评定标准》，规定了机组整套试运综合质量指标，作为完成 168h 满负荷试运结束的条件和评优依据，见表 16.2-25。

表 16.2-25 机组整套试运综合质量指标考核表

检 验 项 目		性质	单位	质量标准		检查方法
				合 格	优 良	
168h 满负荷试运开始条件	锅炉使用燃料	主要		断油，投煤粉		观察、记录
	高压加热器	主要		正常投运		观察
	电除尘器	主要		正常投运		观察
	厂用电切换			正常		观察
	汽水品质			符合《火电工程调整试运质量检验及评定标准》化学监督部分		查记录
	热控自动投入率		%	≥80		记录、统计
	保护装置投入率	主要	%	100		记录、统计
	主要仪表投入率		%	100		记录、统计
	汽轮发电机负荷	主要		达到额定功率		观察、记录
	吹灰系统			正常投运		观察
168h 满负荷试运期间	连续运行时间		h	≥168		记录、统计
	连续稳定负荷			符合预定负荷曲线		观察
	连续平均负荷率		%	≥85	≥90	记录、统计
	连续满负荷时间	主要	h	≥72	≥96	记录、统计
	热控自动投入率	主要	%	≥80	≥90	记录、统计
	保护装置投入率	主要	%	100		记录、统计
首次冲转至完成 168h 满负荷运行天数			d	≥90	≤90	记录、统计
从开始至结束 168h 满负荷运行启动次数			次	≥3	≤3	记录、统计
首次吹管至结束 168h 满负荷试运燃油消耗量	300MW		t	4800~6000	≤4000	记录、统计
	600MW		t	10800~13500	≤9000	记录、统计
结束 168h 满负荷试运至移交的时间	竣工资料		d	≥45	≤45	查记录
	备品备件		d	≥45	≤45	查记录
	专用工具		d	≥45	≤45	查记录

注 首次吹管至结束 168h 满负荷试运燃油消耗量，合格标准为第 1 台机组≤6000t（300MW）、≤13500t（600MW）；第 2 台及以后各台机组≤4800t（300MW）、≤10800t（600MW）。

4 600MW 超临界机组启动

4.1 汽轮机启动

4.1.1 哈汽（三菱技术）

哈汽 600MW 超临界机组采用日本三菱技术设计制造，汽轮机型号为 CLN600－24.2/566/566，一次中间再热、单轴、三缸、四排汽反动式汽轮机。该机组采用高中压缸联合启动方式，配备 30%BMCR 容量的高、低压两级旁路系统。第 1 台机组于 2004 年在华能沁北电厂投入商业运行。结合该型机组的设计与实际运行情况，合理的冲转参数及各阶段启动时间见表 16.2-26，升速暖机过程和升负荷暖机过程程序分别如图 16.2-9、图 16.2-10 所示。

4.1.2 东汽（日立技术）

东汽 600MW 超临界机组采用日本日立公司技术设计制造，汽轮机型号为 N600－24.2/566/566，一次中间再热、单轴、四缸、四排汽冲动式汽轮机。该机组采用中压缸启动方式，配备 40%BMCR 容量的高、低压两级串联旁路系统。第 1 台机组于 2005 年在华润常熟电厂投入商业运行。该型汽轮机的冲转参数和启动程序分别见表 16.2-27、表 16.2-28。

表 16.2-26 哈汽 600MW 超临界汽轮机冲转参数及各阶段启动时间

参数名称	单位	冷态 1	冷态 2	温态	热态	极热态
主蒸汽压力	MPa	5.9	5.9	8.9	8.9	8.9
主蒸汽温度	℃	360	360	400	450	550
再热蒸汽压力	MPa	1	1	1	1	1
再热蒸汽温度	℃	320	320	380	435	530
凝汽器真空	kPa	>87	>87	>87	>87	>87
高压缸调节级金属温度	℃	<120	120~280	280~415	415~450	>450
中压缸第一级金属温度	℃	<120	120~280	280~415	415~450	>450
冲转至额定转速时间	min	170	170	15	10	10
额定转速至并网时间	min	5	5	5	5	5
并网到额定负荷时间	min	125	125	75	45	20
冲转到额定负荷时间	min	300	300	95	65	30

表 16.2-27 东汽 600MW 超临界汽轮机冲转参数

参数名称	单位	冷态	温态	热态	极热态
主蒸汽压力	MPa	8.7	8.7	10	10
主蒸汽温度	℃	380	410	480	500
再热蒸汽压力	MPa	1.1	1.1	1.1	1.1
再热蒸汽温度	℃	320	380	450	480
凝汽器真空	kPa	>87	>87	>87	>87

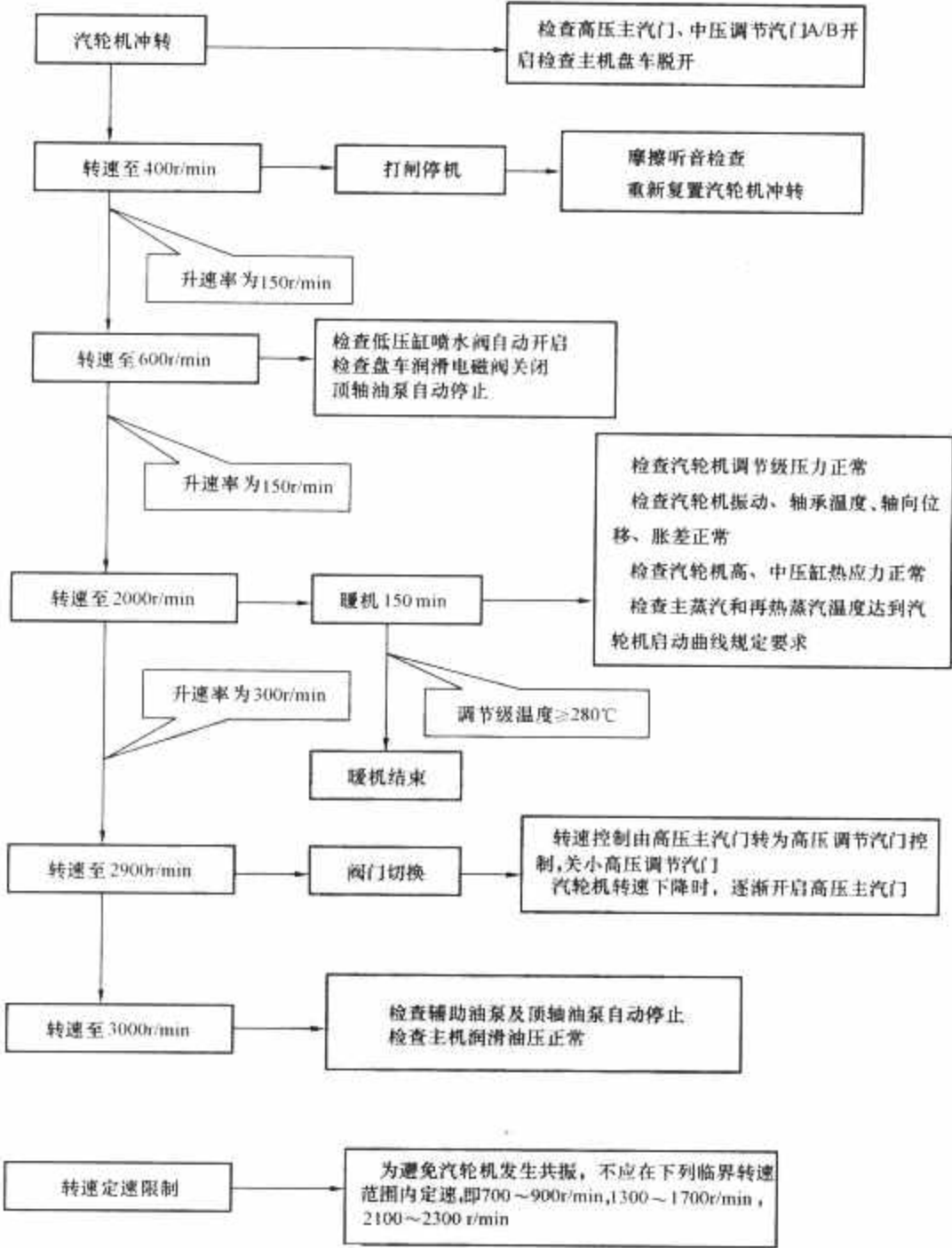


图 16.2-9 汽轮机升速暖机过程

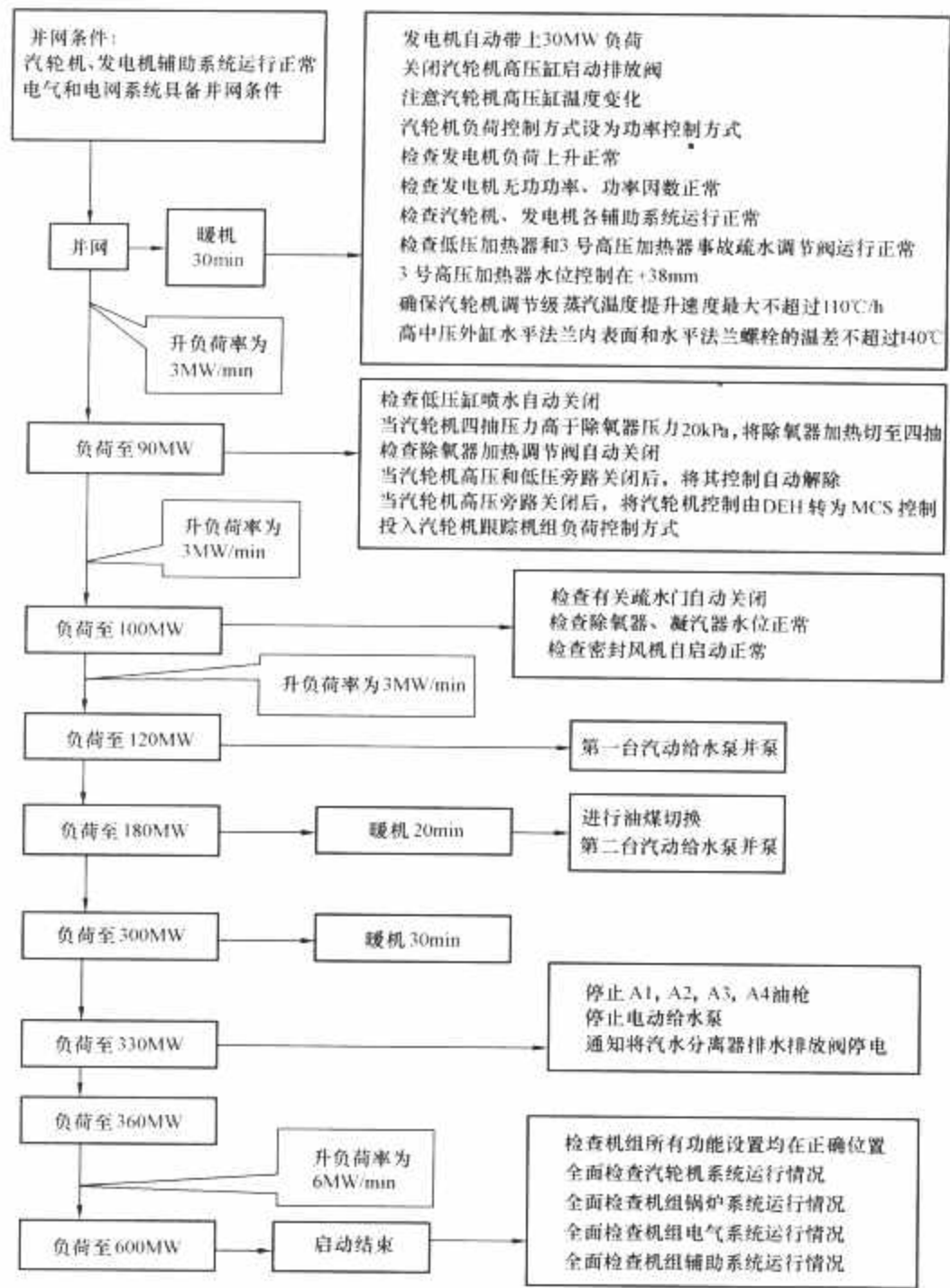


图 16.2-10 汽轮机并网带负荷过程

表 16.2-28 东汽 600MW 超临界汽轮机启动程序

续表

项目名称	单位	冷态	温态、热态 极热态
高压缸预暖条件		高压第一级后汽缸内壁温度<150℃	无
高压缸预暖方法		高缸预暖阀送汽, VV 阀关闭, 导汽管疏水阀控制汽缸升温速率	无
高缸预暖结束条件		高压第一级汽缸内壁温度>150℃	无
高缸预暖后闷缸		高缸预暖阀关闭, VV 阀开启 闷缸时间由预暖前调节级后汽缸内壁金属温度确定	无
调节汽门蒸汽室预热		蒸汽室内壁或外壁温度<150℃	无
调阀室预热方法		主汽门预启阀开关控制金属升温率	无
调阀室预热结束条件		调阀室内外壁温度>150℃且内外壁温差<50℃	无

项目名称	单位	冷态	温态、热态 极热态
盘车脱扣转速	r/min	>3	>3
摩擦听音检查转速	r/min	200	200
升速率	r/min ²	100	温态和热态: 150 极热态: 300
顶轴油泵停止转速	r/min	2000	2000
400r/min 检查		“Heat Soak”投入, DEH 控制 CV 阀冲转至 400r/min 后, 记忆锁定阀位, 此后 DEH 开启中调阀控制转速	
中速暖机转速	r/min	1500	
中速暖机结束条件		高压第一级金属温度>320℃, 手动退出“Heat Soak”, CV 阀关闭 中压喷嘴室金属温度>320℃且中排蒸汽温度>240℃后, 结束中速暖机	

续表

项目名称	单 位	冷 态	温态、热态 极热态
额 定 转 速 暖机		由中压喷嘴室金属温度 与再热蒸汽温度不匹配量 确定	
初始负荷	MW	30	
初始负荷暖 机时间	min	由高压第一级金属温度与主蒸汽温度不匹 配量确定	
切缸		切缸指令发出后, CV 阀开启, 高压排汽止 回阀释放, 中压调节阀全开, 高压旁路阀关 闭, 切为高压缸控制	
初始负荷暖 机时间	min	60	温态检查 15min 热态和极热态 检查 5min
升负荷率	MW/min	3	温态: 4.5 热态和极热 态: 6
30% 负荷暖 机时间	min	40	检查 10min
升负荷率	MW/min	3	温态: 6 热态和极热 态: 9
50% 负荷暖 机时间	min	40	检查 10min
升负荷率	MW/min	6	温态: 9 热态: 12 极热态: 15
600MW 负荷 检查		全面检查	

4.1.3 上汽（西屋技术）

上汽 600MW 超临界机组采用西屋公司技术设计制造, 汽轮机型号为 N600-24.2/566/566, 一次中间再热、单轴、三缸、四排汽反动式汽轮机。该机组采用高中压缸联合启动方式, 配备 40%BMCR 容量的高、低压两级串联旁路系统。第 1 台机组于 2005 年在江苏镇江电厂投入商业运行。该型汽轮机启动冲转参数是根据高压内缸下半第一级金属温度或中压第一级持环下半金属温度为控制标准。当高压内缸下半第一级金属温度或中压第一级持环下半金属温度小于 204℃ 为冷态; 高压内缸下半第一级金属温度或中压第一级持环下半金属温度大于或等于 204℃ 为热态。启动程序见表 16.2-29。

表 16.2-29 上汽 600MW 超临界汽轮机启动程序

项目名称	单 位	冷 态	热 态
盘车脱扣转速	r/min	600 (保持 4min)	600
摩擦听音检查转速	r/min	600	600
冲转到 2900r/min 升速率	r/min ²	100	150~300
中速暖机转速	r/min	2040	无
中速暖机条件及时间	min	再热蒸汽温度达 260℃ 计算暖机 时间, 由启动曲线确定。当中压 转子内孔金属温度≥121℃ 不需要 暖机	

续表

项目名称	单 位	冷 态	热 态
2600r/min 检查		低压缸喷水阀 开启, 保持 3min	
TV 控制方式转换 GV 控制方式转速	r/min	2950	2950
2900~3000r/min 升速率	r/min ²	100	200~250
顶轴油泵自动停止转速	r/min	2950	2950
初始负荷	MW	30 (若再热蒸 汽温度超过规定 值可提高负荷)	30
初始负荷暖机时间	min	≥30	根据热态启动 曲线确定低负 荷、低负荷暖机 时间及升负荷率
升负荷率	MW/min	2	
600MW 负荷检查		全面检查	

4.2 锅炉启动

4.2.1 扩容式启动系统的超临界锅炉冷态启动

4.2.1.1 启动程序

启动前准备→锅炉上水→确认贮水罐水位→冷态清洗→点火→升温、升压→热态清洗→锅炉升压约为 6.0MPa (设计 8.92MPa), 温度为 360~420℃→汽轮机冲转→并网→升负荷→干湿态转换→升负荷→额定负荷。

4.2.1.2 锅炉上水及清洗

锅炉上水用给水泵的前置泵或锅炉上水泵通过给水管路上水。上水至贮水罐正常水位时, 关闭锅炉所有的排气阀, 开启 361 阀 (启动分离器贮水罐水位控制阀)、361 阀出口至排污扩容器阀门, 关闭 361 阀出口至凝汽器阀门, 开始冷态开式清洗。当贮水罐下部出水水质合格后, 开启 361 阀出口至凝汽器阀门, 关闭 361 阀出口至排污扩容器阀门, 开始冷态循环清洗, 并维持 25%BMCR 清洗流量, 直至省煤器入口水质合格。锅炉点火后, 顶棚过热器出口汽温达到 190℃ (温度控制按制造厂的要求进行) 时, 进行热态清洗, 热态清洗水排至冷凝器或炉侧疏水扩容器。

4.2.1.3 锅炉升温升压、汽轮机冲转及并网

锅炉点火后, 一方面通过燃料量控制升温升压速度, 另一方面通过调节旁路系统阀门开度使蒸汽参数满足汽轮机冲转要求。旁路系统的运行方式与汽轮机冲转方式和启动方式等有关, 图 16.2-11 为冷态启动时高压旁路阀的运行控制方式。

图 16.2-11 中高压旁路阀的控制分为五个阶段:

(1) a 阶段。高压旁路阀全关, 锅炉点火后, 经过一段时间后进入 b 阶段。

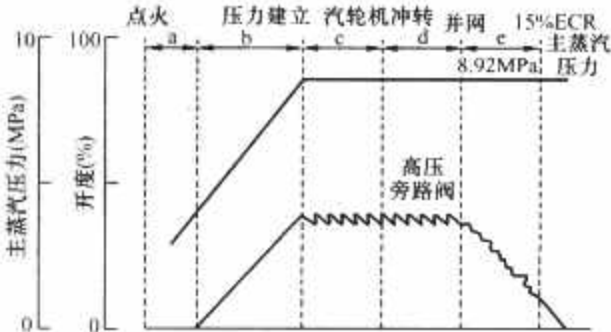


图 16.2-11 高压旁路阀运行控制方式

(2) b 阶段。高压旁路阀开度随主蒸汽压力比例变化。

(3) c 阶段。汽轮机冲转前，高压旁路阀控制蒸汽压力为 8.92MPa。

(4) d 阶段。汽轮机冲转后，高压旁路阀开度逐渐减小以控制蒸汽压力为 8.92MPa。

(5) e 阶段。当负荷达到 15% ECR 后，高压旁路阀全关，锅炉由主蒸汽压力控制转为水煤比控制。

控制冲转压力 8.92MPa 时，过热汽温常达到 440℃。主要原因是过热器减温水取自省煤器出口，冲转时喷水压差较小，减温水门已全开，冲转压力降至 6.0MPa，过热汽温可控制在 360~420℃。

4.2.1.4 升负荷

(1) 启动制煤粉系统制煤粉。

(2) 负荷上升到 15%~20% ECR 负荷时，全部关闭高、低压汽轮机旁路阀。

(3) 贮水罐水位逐渐下降，水位调节阀 (361 阀) 也将逐渐关小，进入湿干态转换。

(4) 湿态完全转换为干态后，锅炉进入直流运行，361 阀全关。

(5) 机组进入直流运行工况后，锅炉各控制系统将投入自动运行。

(6) 约 30% ECR 负荷以上时滑压运行开始。

(7) 逐渐增加煤粉量，减少燃油量。

(8) 约 95% ECR 及以上负荷时为全压运行。

4.2.2 扩容式启动系统的超临界锅炉湿态、热态、极热态启动

锅炉湿态、热态和极热态启动时，不需要进行冷态清洗，热态清洗根据水质情况决定是否进行。湿态、热态启动时，锅炉升压控制参照图 16.2-11。极热态启动时，由于主蒸汽压力已经建立，因此，将高压旁路阀的设定值的基准值提高 3.9MPa；锅炉点火后，经过约 10min 后将高压旁路阀的设定压力修改为 8.92MPa；当负荷达到 15%~20% ECR 时，高压旁路阀全关，锅炉由主蒸汽压力控制转为水煤比控制，如图 16.2-12 所示。

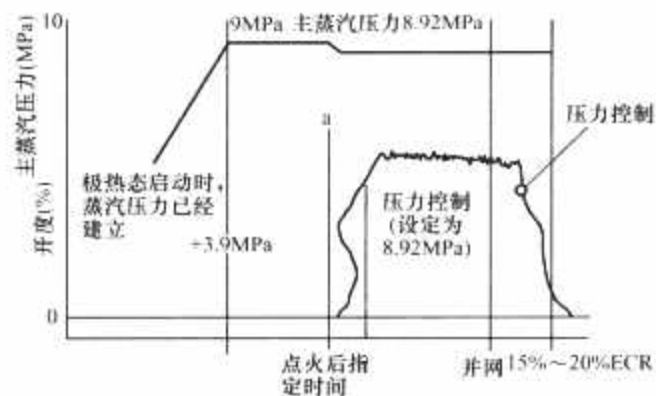


图 16.2-12 超临界锅炉湿态、热态启动压力控制

4.2.3 带循环泵启动系统的超临界锅炉启动

锅炉上水和冷态清洗阶段，不启动循环泵。冷态清洗完成后，将给水泵流量减小至 7% BMCR，其中约 4% BMCR 的流量经过高压加热器进入省煤器，另外约 3% BMCR 流量通过 383 阀进入贮水罐以向锅炉循环泵提供过冷水（设定 7% BMCR 给水流量是用来防止省煤器沸腾，确保没有汽水混合物进入水冷壁管而造成水冷壁管损坏的）。

循环泵启动条件满足后启动循环泵，之后开启 381 阀，建立炉水循环，并保持最小循环流量。此期间由于有约 7% BMCR 的给水进入锅炉而产汽量为零，贮水罐水位由高水位控制阀 (341-1 阀) 控制，并通过 341-1 阀将 7% BMCR 的水排到扩容器或凝汽器。当循环泵流量大于最小循环流量时，再循环阀 382 阀关闭。有关设备说明及系统如图 16.2-13 所示。

点火条件满足后锅炉点火。点火后，汽水受热膨胀会导致贮水罐水位升高，为防止贮水罐满水，两个 341 阀快速打开，将水排出系统并调节贮水罐水位在高水位范围 (8.6~14.3m)。

汽水膨胀后，随着蒸汽的产生，水位可能下降，341-1 阀逐渐关小以保持一定的水位。当离开分离器的蒸汽量超过总给水流量 (7% BMCR) 时，贮水罐中的水位下降到高水位的下限值以下，341-1 阀关闭，而两个 341B 阀仍然开启，以备 341 阀随时开启应对由任何扰动引起的贮水罐水位升高。随后用 381 阀控制贮水罐水位。

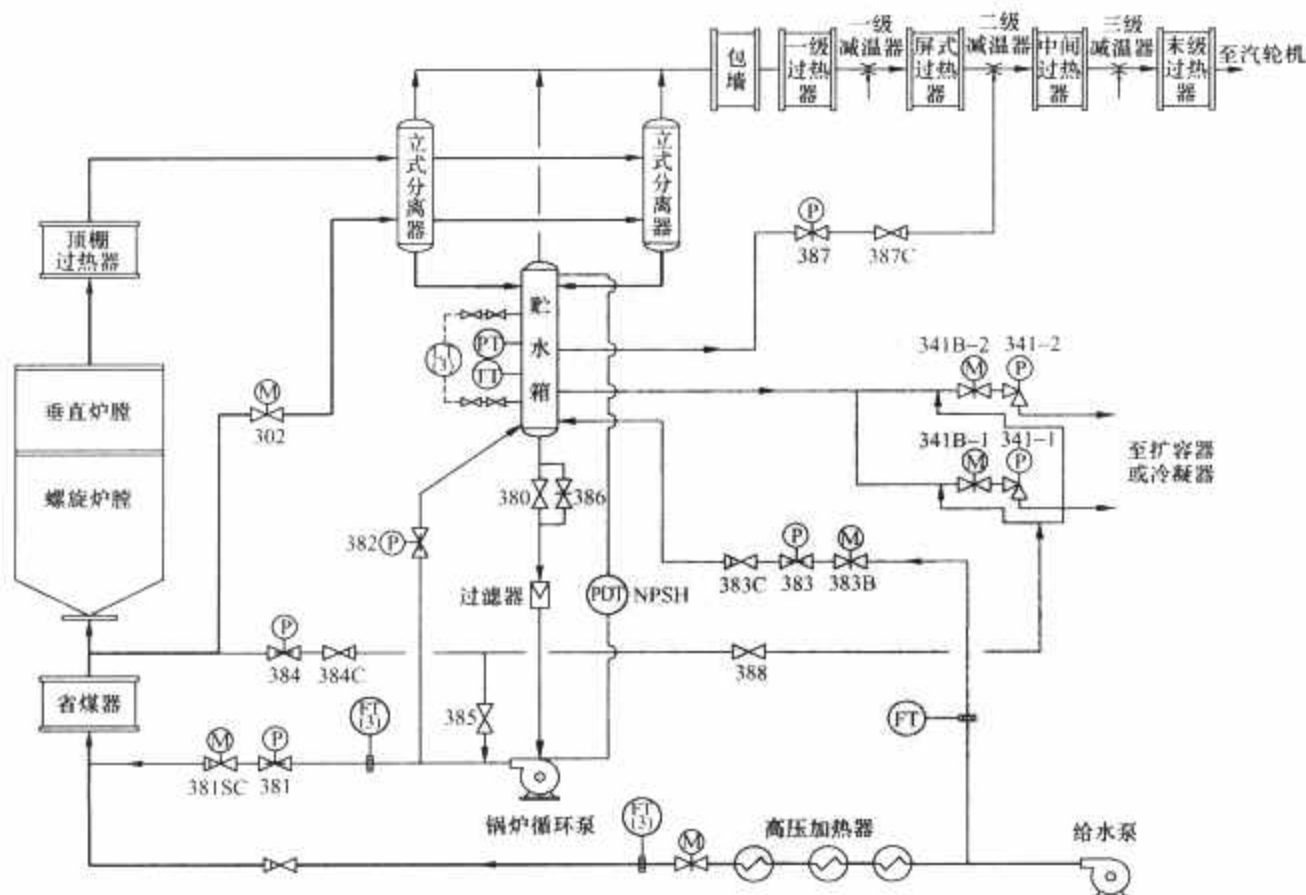


图 16.2-13 超临界锅炉系统图

随着产汽量的继续增加 (7%~18% BMCR), 为维持一定的水位, 381 阀需不断关小, 使炉水循环泵到省煤器的循环流量减小, 而水冷壁的流量不得低于最小流量, 给水泵流量将相应增加。当循环泵净正压头保护所需的过冷水量降低时, 过冷水调节阀 383 阀逐渐关小。

在分离器出口蒸汽流量大约为 18% BMCR 时, 循环泵的流量接近其最小流量, 此时再循环阀 382 阀打开维持循环泵的流量大于其所需的最小流量。当分离器出口蒸汽流量接近 28% BMCR 时, 进入分离器的介质将全部是蒸汽, 水位会进一步下降, 贮水罐水位低于正常水位下限值时, 381 阀门关闭。

过热器出口主汽流量达到 30% BMCR 时, 锅炉进入直流运行, 此时主汽流量等于给水泵提供的总给水流量。之后, 循环泵停运, 383 阀关闭, 启动系统停运。循环泵停运期间, 如水位升高, 则 341 阀将打开。当负荷达到 35% BMCR 时, 341B 阀关闭。当锅炉负荷大于 40% BMCR 时, 384 暖管系统控制阀将打开, 用省煤器出口的少量热水来加热循环泵和 341 阀, 使启动系统处于热备用状态。此时 387 阀开始控制水箱水位 (0.6~8.3m)。锅炉水流量—负荷曲线如图 16.2-14 所示。

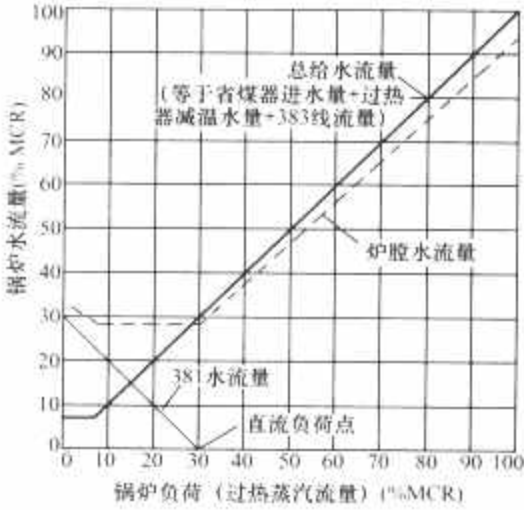


图 16.2-14 锅炉水流量—负荷曲线

5 1000MW 超超临界机组启动

5.1 汽轮机启动

5.1.1 上海汽轮机厂 (西门子技术)

上海汽轮机厂 1000MW 超超临界机组采用西门子公司技术设计制造, 汽轮机型号为 N1000-26.25/600/600, 一次中间再热、单轴、四缸、四排汽凝汽式汽轮机。该机组采用高中压缸联合启动方式, 配备 40% BMCR 容量的高、低压两级串联旁路系统。1、2 号机组分别于 2006 年 11 月和 12 月在华能玉环电厂投入商业运行。

该型汽轮机根据高压缸调节级金属温度和中压缸第一级金属温度对启动状态进行分类。为了对启动过程进行合理控制, 还对冷态工况进行了细分。其中冷态 1 为室温下启动; 冷态 2 是高压缸调节级金属温度 50~340℃ 和中压缸第一级金属温度 50~100℃。各种启动状态下的冲转参数及各阶段启动时间、升负荷率见表 16.2-30、表 16.2-31, 启动程序见表 16.2-32。

表 16.2-30 上汽 1000MW 超超临界汽轮机
冲转参数及各阶段启动时间

参数名称	单位	冷态 1	冷态 2	温态	热态	极热态
主蒸汽压力	MPa	8.5	8.5	8.5	10	10
主蒸汽温度	℃	400	400	440	580	600

续表

参数名称	单位	冷态 1	冷态 2	温态	热态	极热态
再热蒸汽压力	MPa	1.2	1.2	1.4	1.7	1.7
再热蒸汽温度	℃	380	400	440	510	570
凝汽器真空	kPa	>87	>87	>87	>87	>87
高压缸调节级金属温度	℃	<50	50~340	340~400	400~540	≥540
中压缸第一级金属温度	℃	<50	50~100	100~250	250~410	≥410
冲转至额定转速时间	min	80	5	5	4	4
额定转速至并网时间	min	50	0	0	0	0
并网到额定负荷时间	min	195	120	50	25	25
冲转到额定负荷时间	min	325	125	55	29	29

表 16.2-31 上汽 1000MW 超超临界汽轮机

各种启动状态升负荷率		MW/min			
负荷段 (MW)		冷态	温态	热态	极热态
50~200		5	5	10	10
200~300		5	5	5n	5
300~500		5	10	10	10
500~1000		15	20	20	20

表 16.2-32 上汽 1000MW 超超临界汽轮机启动程序

项目名称	单位	冷态	温态、热态、极热态
高中压主汽门预暖		通过主汽门前疏水暖阀, DEH 自动通过蒸汽温度与阀壳温度准则判断暖阀结束, 开启主汽门	
冲转参数控制		DEH 自动判断符合冲转蒸汽参数与汽缸金属温度匹配准则且再热蒸汽温度过热度 >30℃ 后, 允许启动冲转	
蒸汽品质控制		蒸汽品质合格允许启动释放	
盘车脱扣转速	r/min	120	
摩擦听音检查转速	r/min	360	360
冲转到 360r/min 升速率	r/min ²	100	200~250
低速暖机转速	r/min	360	无
低速暖机条件及时间	min	60	无
顶轴油泵自动停止转速	r/min	540	540
至额定转速升速率	r/min ²	热应力温度裕量 TSE 自动控制	
额定转速暖机		DEH 自动判断符合暖机时间与汽缸金属温度匹配准则且温度上限裕量 >30℃ 后暖机结束	
初始负荷	MW	50	50
初始负荷暖机时间	min	热应力温度裕量自动控制	
升负荷率	MW/min	见表 16.2-31	
1000MW 负荷检查		全面检查	

5.1.2 东汽（日立技术）

东汽 1000MW 超超临界机组采用日立公司技术设计制造，汽轮机型号为 N1000-25/600/600，一次中间再热、单轴、四缸、四排汽凝汽式汽轮机。该机组采用高中压缸联合启动方式，配备 30% BMCR 容量的高、低压两级串联旁路系统。第 1 台机组于 2006 年 12 月在邹县电厂投入商业运行，汽轮机冲转参数及各阶段启动时间见表 16.2-33。

表 16.2-33 东汽 1000MW 超超临界汽轮机冲转参数及各阶段启动时间

参数名称	单位	冷态	温态	热态	极热态
主蒸汽压力	MPa	8.8	8.8	8.8	8.8
主蒸汽温度	℃	410	440	480	510
再热蒸汽温度	℃	240	340	455	490
凝汽器真空	kPa	>88	>88	>88	>88
高压缸调节级金属温度	℃	<300	300~340	340~420	≥420
中压缸第一级金属温度	℃	<270	270~320	320~420	≥420
冲转至额定转速时间	min	68	23	13	13
额定转速至并网时间	min	37	17	2	2
并网到额定负荷时间	min	215	120	75	70
冲转到额定负荷时间	min	320	160	90	85

5.1.3 哈汽（东芝技术）

哈汽 1000MW 超超临界机组采用东芝公司技术设计制造，汽轮机型号为 N1000-25/600/600，一次中间再热、单轴、四缸、四排汽凝汽式汽轮机。该机组采用高中压缸联合启动方式，配备 30% BMCR 容量的高、低压两级串联旁路系统。第 1 台机组在泰州电厂投入商业运行，汽轮机冲转参数、启动时间见表 16.2-34。

表 16.2-34 哈汽 1000MW 超超临界汽轮机冲转参数及各阶段启动时间

参数名称	单位	冷态	温态	热态	极热态
主蒸汽压力	MPa	8.7	8.7	8.7	8.7
主蒸汽温度	℃	380	400	530	530
再热蒸汽温度	℃	250	300	480	500
凝汽器真空	kPa	>88	>88	>88	>88
高压缸调节级金属温度	℃	<150	150~354	354~466	≥466
中压缸第一级金属温度	℃	<150	150~355	355~509	≥509
冲转至额定转速时间	min	30	20	10	10
额定转速至并网时间	min	90	15	9	9
并网到额定负荷时间	min	235	162	81	81
冲转到额定负荷时间	min	355	197	100	100

5.2 锅炉启动

5.2.1 锅炉上水及冷态清洗

(1) 锅炉上水前应确保给水水质合格，炉水循环泵按要求完成注水。

(2) 上水时间通常冬季大于或等于 4h，夏季大于或等于 2h。

(3) 上水时在确保给水温度与水冷壁壁温差不超过规定值前提下，应尽可能提高给水温度，以提高冷态清洗效果，

缩短锅炉启动时间，节约燃油用量。上水过程注意检查各部件是否发生泄漏，受热面的膨胀情况是否正常。

(4) 上水至分离器贮水箱水位达到规定值时，开始进行冷态开式清洗；冷态开式清洗时在确保电动给水泵安全运行的前提下，应尽可能提高其出力，增大给水流量，以提高冷态开式清洗效果，缩短冷态开式清洗时间。当启动分离器贮水箱出口水质 Fe 含量小于 500μg/L，SiO₂ 含量小于 100μg/L 时，锅炉冷态开式清洗结束。

(5) 冷态开式清洗结束后，启动炉水循环泵，启动分离器贮水箱回收至凝汽器，投入精处理前置过滤器，改善水质，锅炉进行冷态循环清洗。当启动分离器贮水箱出口水质 Fe 含量小于 100μg/L，SiO₂ 含量小于 50μg/L 时，锅炉冷态循环清洗结束。

5.2.2 锅炉点火及热态清洗

(1) 冷态循环清洗结束后，检查并确认锅炉已具备点火条件后，锅炉可点火启动。采用燃油模式点火时，应注意调整燃油压力，点火成功后调整配风，确保油枪及时着火，燃烧稳定。采用等离子模式点火时，应注意调整磨煤机出力、一次风速、磨煤机出口温度及二次风配风，确保煤粉射流及时着火，避免产生爆燃现象，并严密监视炉内燃烧状况，确保燃烧正常、稳定。

(2) 锅炉点火成功后，注意控制油枪投入数量或磨煤机出力，保证锅炉按冷态启动曲线升温、升压。升温、升压过程中应及时开启过冷水隔绝阀，保证炉水循环泵入口有一定的过冷度，防止炉水循环泵出现汽蚀现象；并适当增加空气预热器吹灰频率，防止未燃尽的油滴或炭粒聚集在空气预热器内部，发生二次燃烧现象。

(3) 锅炉升温、升压过程中应注意由于汽水系统受热膨胀导致产生启动分离器贮水箱水位突然升高现象，应保证启动分离器贮水箱疏水阀在自动控制状态，以确保启动分离器贮水箱水位正常，必要时可适当降低升温速率。

(4) 当水冷壁出口水温达到 150℃ 时，锅炉开始进行热态清洗。当启动分离器贮水箱出口水质 Fe 含量大于 100μg/L，SiO₂ 含量大于 50μg/L 时，开启锅炉疏水扩容箱排污阀门，进行热态清洗排放；水质过差时可适当开大电动给水泵出口门，手动关小炉水循环泵出口门，增大排放量，改善水质。当启动分离器贮水箱出口水质 Fe 含量小于 100μg/L，SiO₂ 含量小于 50μg/L 时，关闭锅炉疏水扩容箱到凝汽器电动阀门，锅炉进行热态循环清洗。热态清洗过程中应注意控制燃料量，使水冷壁出口水温始终维持在 150℃ 左右，以保证热态清洗效果，避免造成给水和热量的大量浪费。当启动分离器贮水箱出口水质 Fe 含量小于 50μg/L，SiO₂ 含量小于 30μg/L 时，热态清洗结束。

5.2.3 配合冲转、并网及带负荷运行

(1) 热态清洗结束后，锅炉按冷态启动曲线继续升温、升压，并将高、低压旁路门按启动模式投自动。当主蒸汽压力、温度接近于汽轮机冲转参数时，应注意控制燃料量，使高、低压旁路门开度维持在 70% 左右，并使主蒸汽压力、温度满足汽轮机冲转的要求，以适应汽轮机冲转要求。

(2) 汽轮机冲转前，将高压旁路切换至定压控制，压力设定为汽轮机冲转压力。汽轮机冲转、定速，机组并网后，根据机组带负荷运行的需要调整锅炉运行状况，按冷态升温、升压曲线和升负荷速率控制煤水比，避免主蒸汽压力、温度出现大幅度波动现象，确保机组安全、稳定运行。

(3) 机组负荷升至 150MW 时，投入第二套制粉系统。第二套制粉系统投运后，及时调整两套制粉系统出力，制粉

系统及机组运行稳定后,投入燃料主控自动,继续升负荷。

(4) 在升负荷过程中,随着锅炉蒸发量的增大,分离器水位将逐渐下降,炉水循环泵再循环门将自动打开,此时应注意监视分离器贮水箱水位,确保炉水循环泵运行正常。

(5) 机组负荷升至 200MW 时,启动第一台汽动给水泵,并泵后停用电泵。

5.2.4 锅炉湿态转干态运行

(1) 机组负荷升至 220MW 以上、分离器贮水箱水位下降至炉水循环泵自停值或分离器入口蒸汽过热度大于 5°C ,或机组负荷大于 295MW 时,炉水循环泵将自动停运,锅炉从湿态运行转入干态运行。

(2) 炉水循环泵停运后,应注意监视、控制省煤器入口给水流量,必要时可手动调整给水泵出力,避免因给水流量偏小导致水冷壁壁温超温或因给水流量偏大导致分离器贮水箱水位上升过快而使炉水循环泵自启现象,以保证锅炉在湿、干态转换过程中安全、稳定运行。

(3) 锅炉转入干态运行后,开启炉水循环泵暖泵进口门,贮水箱水位由暖水安全阀控制,主蒸汽压力由给水控制,汽水分离器入口蒸汽过热度由煤水比控制。

(4) 机组负荷升至 300MW 后,低压加热器、高压加热器随机投入运行,并可投入第三套制煤粉系统。第三套制煤粉系统运行正常、稳定后,可投入协调控制系统(CCS),机组以 CCS 方式继续升负荷。

(5) 机组负荷大于最低稳燃负荷后,油枪(等离子点火器)可退出运行。此时应注意加强监视炉内燃烧状况,确保锅炉安全、稳定运行。

(6) 机组负荷升至 500MW 时,投入第 2 台给水泵及第四套制粉系统。

(7) 当分离器入口汽压达到临界压力 22.12MPa 时,应注意加强监视水冷壁、过热器、再热器壁温,确认锅炉各段受热面无超温现象后,方可继续升温、升压、升负荷。

(8) 机组负荷升至 750MW 时,投入第五套制粉系统。此时应继续加强监视水冷壁、过热器、再热器壁温,确认锅炉各段受热面无超温现象后,方可继续升温、升压、升负荷,直至机组负荷达到额定负荷 1000MW,主蒸汽和再热蒸汽温度、压力达到或接近于设计值。

5.2.5 锅炉湿态、热态、极热态启动

(1) 确认锅炉具备启动条件后,向锅炉上水,上水过程中应注意省煤器进出口温差在规定值范围内。上水完成后锅炉点火启动。

(2) 锅炉点火后,检查并确认过热器、主蒸汽管道及汽轮机侧有关疏水门开度正常。高、低压旁路系统投自动,按各自状态下的启动曲线控制升温、升压速率。

(3) 再热蒸汽通流前控制燃料量,确保炉膛出口烟温在允许范围内,保护再热器。

(4) 汽轮机冲转前关闭炉侧疏水门,汽轮机冲转后,根据汽缸温度情况关闭机侧疏水。

(5) 机组并网后,带负荷运行时锅炉操作与冷态启动基本相同,这里不再赘述。

6 300MW 循环流化床锅炉启动

6.1 冷态试验

循环流化床锅炉在第一次启动之前和检修后,必须进行冷态试验,以掌握锅炉和布风结构的空气动力特性等,为热态运行提供必要的数据与依据,保证锅炉顺利点火和安全

运行。

6.1.1 风量标定

检查风量测量元件选取和设计布置的合理性。一般要求风量测量元件要避免涡流区,对于直管段非常短的风道进行风量测量时,首先在系统上采取措施消除涡流区,必要时改变测点位置和风量监视的对象。选取适合的风量测量元件,如选择机翼型风量测量元件。对于圆形风道,可选择文丘里型风量测量元件,如锥型风量测量元件。

非线性风量测量元件的风量一般用分段函数计算。因此,风量标定应给出风量的修正系数。同时,要记录风机调节汽门开度、电流以及风量元件动压值,以保持数据的复现性。

6.1.2 冷态试验内容及方法

冷态试验内容有布风板阻力特性试验、料层阻力特性试验、临界流化风量确定、布风均匀性试验、返料器和外置换热器冷态试验。

进行主床的冷态试验时应选择合适的床料以便使流化试验具有指导意义。

布风板阻力特性试验。在布风板上无料的情况下,即空床条件下,测量布风板阻力与通过其风量的关系。

料层阻力特性试验(床压特性试验)。料层阻力是指气体通过布风板上料层时的压力损失。试验方法:在布风板上加上一定高度的床料,测量总阻力与流化风量的关系;进行料层阻力特性计算,用同一流化风量下的总阻力减去布风板阻力可以求得料层阻力。料层阻力的物理意义是单位截面积上气体托起其上物料的力。

临界流化风量确定。使床层中颗粒从固定状态转变到流化状态时的空床风速(表观气流速度)称为临界流态化速度或最小流态化速度 u_{mf} 。求取临界流化风量:根据料层阻力特性试验数据制作料层阻力与通过布风板的一次风量的关系曲线。分析曲线会发现,开始时,随着流化风量的增加,料层阻力逐渐增加,当风量超过某一数值时,继续增大一次风量,料层阻力增加值很小,甚至在经历了一个最大值后,阻力反而稍有下降并保持基本不变。料层阻力不再随风量增加时对应的风量即为临界流化风量。临界流化风量与料层厚度无关。对于同一种、同一粒度分布的床料,不同料层厚度的料层阻力—风量曲线特征相似。为保证宽筛分物料的良好流化,实际运行中,应控制一次风量不低于临界流化风量的 1.1~1.5 倍。否则,启动和运行时床料会因流化不良出现结焦现象。

布风均匀性试验。平缓地增加主一次风量,并注意观察料层表面是否开始均匀地冒小气泡,并慢慢开大风门,使床料达到临界流化状态,保持 1~2min 后,迅速关闭一、二次风机和引风机,观察料层情况。若床上的料层表面平整,则说明布风基本情况良好;若床上的料层表面不平整,则需检查一下风帽小眼是否被堵塞或布风板局部地方是否有漏风。床面凸起之处,表明该处风量小,可能有风帽堵塞;床面低洼处说明风量大,可能有风帽脱落、漏孔等。布风均匀性试验需要在布风板上铺上一定厚度的料层。因此,一般在料层阻力试验后进行。

二次风配风检查。通风试验时,可以用飘带法检查各个二次风配风口的通风情况。

返料器和外置换热器试验。先进行返料器和外置换热器空床阻力试验。然后向返料器或外置换热器中加入小于 1mm 的灰或粒径小于 0.6mm 的砂子,进行返料试验。试验时,须在炉膛返料口和分离器人孔门处观察,并记录返料流

化风量。返料风管和松动风管要设计调节汽门以调节风量。将返料风量调至临界风量，松动风量仅调至使立管物料处于移动床状态。如果返料侧和回料侧面积相同，这时的返料风量与松动风量比大于或等于2:1。

临界流化速度 u_{mf} 的计算一般采用以下经验公式

$$u_{mf} = 0.294 \frac{d_p^{0.584}}{v_k^{0.056}} \left(\frac{\rho_p - \rho_g}{\rho_g} \right)^{0.528} \quad (16.2-10)$$

式中： d_p 为颗粒定性尺寸（颗粒的筛分平均粒径）； v_k 为气体运动黏度； ρ_p 、 ρ_g 分别为颗粒和气体的密度。

对于颗粒直径分布窄的物料，如返料器和外置换热器物料，计算结果更准确。

6.2 冷态启动

6.2.1 锅炉上水

有关内容详见 3.2.3。

6.2.2 蒸汽加热

为缩短启动时间，可在锅炉点火前投入蒸汽加热。加热速度应使汽包下壁温度上升速度不大于 $0.5 \sim 1^\circ\text{C}/\text{min}$ ，开始加热慢些，后期可适当加快。汽包下壁温度达到 100°C 左右时，可停止蒸汽加热。加热过程中，应保持汽包壁上、下温差不超过 50°C 或制造厂规定值。

6.2.3 加床料至点火厚度

炉膛启动床料可以用砂，也可以用循环流化床锅炉使用过的床料。砂子中的钠、钾含量要严格控制；其中 $\text{Na}_2\text{O} < 2.0\%$ ， $\text{K}_2\text{O} < 3.0\%$ ，以防止床料结焦。启动床料的粒度为宽筛分分布。一般床料粒径为 $0 \sim 6\text{mm}$ ，并以粒径为 $0 \sim 3\text{mm}$ 的床料为主。如果炉渣太大，应经过破碎，保证床料的粒度分布。用砂子时，粒度应控制在 $0 \sim 2\text{mm}$ 。

有两个以上的床时，各床加料要均衡。动态加料时，在保证两床风量相同的情况下，应控制各床的差压值基本接近，床差压的偏差不应大于 1.0kPa 。动态加料时，总床压（风室压力）达到 $12 \sim 15\text{kPa}$ 加料工作即告完成，此时的床料静止高度在 1000mm 左右。

返料器和外置换热器床料可选用最大粒径小于 0.6mm 的砂子或粒径小于 1mm 的床料。外置换热器初始床料的添加高度一般低于受热面的顶部，约为受热面高度的 0.8 倍。回料器加料高度要高过其喉部标高，防止烟气短路。一般情况下，在汽轮机并网带低负荷期间，外置换热器被逐渐充满。当外置换热器风室压力趋于稳定，不再增加时，说明外置换热器已添满。

6.2.4 锅炉点火

300MW CFB 采用床下热烟气发生器和燃烧室油枪流态化点火技术。

启动引风机、二次风机、高压流化风机、一次风机、点火增压风机（如果设计有此设备时）等，对炉膛和烟道进行吹扫。吹扫时流化风量应大于最小流化风量，总风量大于 25% 的额定风量。吹扫时间应不少于 5min 。或采用不少于 5 倍炉膛容积的风量对床和炉膛进行吹扫。进行吹扫时，必须有专门的风量通过床料。

启动油（气）燃烧器，根据燃烧调整风量，以保持燃烧充分及稳定。首先启动床下燃烧器。燃烧器对称启动，保证风室温度均衡。燃烧器点火后，必须始终关注燃烧器运行情况。

当床下部温度达到 450°C 左右时，启动床上油枪继续提高床温。在启动过程中，如果个别床下燃烧器故障需要退出运行时，为了防止风道的急剧冷却，保持床温，在吹扫完成

后，可以将该床下燃烧器的风 and 热负荷分散到其他床下燃烧器上。

注意：点火风道温度应不超过制造厂所规定的最高允许温度。一般不大于 900°C 。布风板下气流温度要控制在安全温度内，防止长期高温烧坏布风板和风帽。

6.2.5 投主燃料/煤

当锅炉床温达到主燃料（煤）投入温度时，断续地少量试投煤，观察着火情况，如果未着火，则提高床温继续试验，以确定煤的着火温度。一般，贫煤 $600 \sim 650^\circ\text{C}$ ；无烟煤 $650 \sim 820^\circ\text{C}$ ；对于褐煤和烟煤，热值和挥发分比较高时，试投煤温度可以放宽到 $480 \sim 500^\circ\text{C}$ 。

投煤前要适当开大减温水，防止汽温快速升高。

启动第一台给煤机，以最少的给煤量间断式“脉动”给煤，即给煤数分钟后，停止给煤，观察氧量和床温的变化，如床温有所增加，同时氧量减少时，说明煤已开始燃烧。再以脉动的形式给煤几次。如果床温继续以大于 $4 \sim 6^\circ\text{C}/\text{min}$ 的速率增加，氧量持续减小，炉内煤粒子出现燃烧发光，即可以判断点火投煤成功。煤着火后，可以适当延长每次给煤的持续时间直到可以连续给煤，并及时增加风量调整炉内燃烧。

当床温达到 $800 \sim 850^\circ\text{C}$ （对于褐煤和烟煤，可以放宽到 $650 \sim 760^\circ\text{C}$ ），入炉煤着火及时、燃烧稳定时，开始切除油燃烧器。切除燃烧器的操作要尽量平稳，先停床上启动燃烧器，后切床下启动燃烧器。

床下启动燃烧器运行时，主一次风室温度可达 $700 \sim 800^\circ\text{C}$ ，在停止油枪运行时，冷一次风量突然增加，会造成床温快速下降，燃烧不稳现象。为减小热冲击，在停床下点火燃烧器时，应保持较高床温；燃烧器逐渐退出运行；同时增加给煤量，调整一次风量。应避免一次停的燃烧器太多，保证一次风室温度逐渐下降。

锅炉负荷低，只投用 1 台给煤机时，必须定期轮换，使各台给煤机都运行正常。

主燃料为无烟煤时，有两种主燃料投入方案可供选择。如果直接投无烟煤，可以把床温提升到 750°C 以上，使无烟煤比较容易着火。

如果采用接续式主燃料投入方案，即，先投入烟煤，然后转移到无烟煤，则床温加热到 $500 \sim 550^\circ\text{C}$ 时先投入烟煤，待床温加热到 $750 \sim 800^\circ\text{C}$ 时再投入无烟煤。

尽量缩短床上油枪的使用时间和油煤混烧时间，防止结焦和爆燃事故。单个床上油枪出力要小，防止热强度过高造成床料结焦。

调整总风量，调整并维持适宜的煤风比。保持炉膛上部通风量。防止可燃气体在炉膛和烟道内聚集。

在点火和主燃料投入时，要试投减温水，确认各个减温水流量表和调节系统以及减温器后温度点的对应关系。

点火过程完成后，进行一次排渣操作，防止结焦。进行排渣操作时，应依次从各个排渣口适当少量排除部分渣。

6.2.6 返料系统投入

返料系统有三种投入方式。

(1) 先建立床温，然后启动返料系统脉冲返料建立物料循环。当床温达到 $650 \sim 700^\circ\text{C}$ 以上时，开始启动返料器，采取开、关返料流化风的方式脉冲返料，缓慢将返料立管积累的物料送入炉膛。脉冲返料的目的是防止启动过程中返料立管积累的物料突然大量进入床层造成床温突降或熄火，也为了防止立管中积累的可燃物大量进入床层中，引起温度飞升，造成结焦。

(2) 返料系统流化启动。锅炉启动时返料系统一起启动，自动返料。返料风量预先调整到其运行的最低风量，随着锅炉负荷增加，物料循环建立，相应增加返料风量。这种启动方式的优点是可以避免返料对床温的影响。缺点是返料系统一直处于流化状态，启动过程中床料损失大，需要反复添加床料。

(3) 返料系统蓄料启动。在完成炉膛吹扫后，停返料系统流化风。在锅炉进入投主燃料之前的床温提升阶段，再启动返料系统，使其中积蓄的床料返回炉膛，随床温一起提升。

6.2.7 外置换热器投入

在床温达到 600℃ 左右，汽轮机高压和低压旁路开启，外置换热器有蒸汽通过时，开始启动外置换热器的流化风，略开启锥形阀或供料阀，投入外置换热器。

根据冲转要求，调整再热器外置床锥形阀使再热汽温维持在汽轮机冲转所需的温度，其过热度大于 50℃。随着锅炉负荷上升，开大各外置换热器供料阀开度。

6.2.8 石灰石系统投入

当床温达到 760℃ 以上时，启动一套石灰石系统，维持最低石灰石供给流量。当床温到 850℃ 以上时，投入 SO₂ 控制。

6.3 热态启动

在锅炉已经压火的情况下，若重新启动，当床温超过投主燃料的温度许可值以上时，投主燃料之前不需要进行炉膛吹扫，快速把风量加大到略高于最低运行风量，然后投运给煤机即可。一次风流化会导致床料冷却，因此，这个过程要快，风量要控制好，防止床温降低到投煤温度以下。

6.4 启动程序

启动程序见表 16.2-35。

表 16.2-35 CFB 锅炉启动程序

工作内容	实施情况 (√：进行；—：省略)		
	长时停用	温 态	热 态
一般准备	√	√	√
调整排汽和排料门	√	√	√
将水侧充水	√	—	—
开始通风	√	√	√
使空气开始流动	√	√	√
装入床料	√	—	—
启动水循环（如果可行）	√	OP	OP
冲洗管路	√	√	√
用启动燃料点火	√	REQ	REQ
将设备预热和提高床温	√	√	√
观察耐火材料缺陷（如果可行）	√	REQ	
如有要求，关闭排汽和排料门	√	√	√
在床温达 700℃ 或规定值时开始烧煤	√	√	EST
加煤使床温达到 800~900℃	√	√	EST
建立固体物料循环（仅限于循环流化床）	√	OP	OP
启动石灰石系统，使蒸汽开始流动	√	OP	OP
将外部热交器投入运行（仅限于循环流化床）	√	OP	OP
开始交错床料点火（仅限于循环流化床）	√	IS	IS
开始飞灰再循环（如果设计的话）	√	IS	IS
将系统投入自动	√	IS	IS
需要时间（h）	4~12	1~4	0.5~1

注 OP=运行；IS=在使用中；REQ=如果需要；EST=开始。√表示应进行的程序，—表示不需要的程序。

6.5 运行调整

6.5.1 负荷调节

通过改变给燃料量和与之相应的风量来调节锅炉负荷。维持正常的风煤比率。在燃烧调整的过程中，风量超前及燃料滞后的措施应得以满足。调整时，每次调节的幅度要小，以避免床温波动过大。增加负荷时，先少量增加一次风量和二次风量，然后增加一点给煤量；系统稳定后，再次增加一点供风量，然后增加给煤量，直到所需的出力。减负荷时，应先减少给煤量，再适当减少一次风量和二次风量。注意给煤阶跃变化对床温的影响，并及时通过风量增减加以抑制。

燃料发热量偏高时，床温和炉膛出口烟温就会越高，物料浓度降低要及时补充物料。煤中灰分过高时，排渣量也越大，甚至影响出力。可以对高、低发热量的煤进行混配煤，以取得适合的燃料。

给煤粒度过大，会影响流化，造成结焦，增加了风机耗能。床料中大颗粒太多会使炉膛压力波动增大，引发风道振动，运行中要尽量避免。

一、二次风的调整原则是：一次风调整床料流化、床温和床压，二次风控制总风量。在一次风满足流化、床温和料层差压的前提下，总风量不足时，可逐渐开启二次风门，随负荷的增加，二次风量逐渐增加。

高循环倍率下，风速对燃烧效率没有实质性影响。如果突然中止给煤或给煤不均，小风速运行的床层温度将更容易保持在适宜的水平，而不会造成很快熄灭。

低负荷运行操作的关键是减少外置换热器吸热，提高回灰温度；及时调节一次风与二次风的比率，控制经过布风板的一次风量使床料处于流化状态。一次风率越高，则燃烧效率也越高。

在满负荷时，控制的关键是适当加强外置换热器吸热，控制炉膛温度；调节一次风与二次风的比率，并使从布风板进入炉内的一次风量尽量降低。在保证床温的同时，降低送风阻力。

满负荷时另一个控制重点是，以燃烧控制为中心调节负荷。在床温太高且床温控制的其他方式不能有效、及时控制床温时，要及时降低负荷运行。

6.5.2 床温调节

锅炉床层温度一般控制在 850~950℃。调节床层温度的主要手段是调节外置换热器入口锥形阀开度，改变外置换热器冷却量。必要时，在许可的范围内，可以调节一次风量、总风量及给煤量，也可通过改变石灰石供给量和排渣量，以及补充床料来调节床温。

床温高时，增加外置换热器入口锥形阀开度，加强外置换热器对灰的冷却，并适当增加减温水量，必要时，适当减少给煤量，加大流化风量。床温低时反之。

如果因为燃料热值增加，灰量减少时，应及时补充床料。如果因为燃料变差，通过风量以及给煤量调整不能产生作用时，则应关小外置换热器入口锥形阀开度，同时减少相应的减温水量；必要时，降低负荷，进一步减小一次风和二次风，维持锅炉床层温度。

6.5.3 床压（料层压力）调节

锅炉正常运行时，料层压力应控制在 6kPa 左右，只要能满足燃烧和传热的要求，料层压力控制得越低越好。一般情况下通过改变排渣量及补充床料来维持床压正常；如果使用石灰石经济的话，改变石灰石量调整床压也是可行的。床压高时，及时排渣，使床压降至正常值；床压低时，减少排

渣量,补充床料或增加石灰石给料量。

正常运行时,最好进行连续排渣。如果煤比较细,渣量少,可以定期排渣。应避免长期不排渣的情况,以防止焦块和大的矸石料堆积在炉内密相区下部。及时补充床料,定期排渣是正确的处理方法。

6.6 正常停炉

6.6.1 停炉前的准备

如果计划停炉时间长,则停炉前应将石灰石仓排空,将成品煤仓排空,停炉时间较短时尽可能降低成品煤仓煤位。

在负荷高于50%BMCR时,对受热面进行吹灰一次。

6.6.2 停炉操作

缓慢降低给煤量,适当减少二次风量,保持合理风煤比。一次风量必须大于最小流化风量。床温在760℃以上完成减煤和排空成品煤仓工作,同时停止石灰石供给。投入空气预热器连续吹灰。

当锅炉降至约定负荷(10%MRC以下)时,打开集汽联箱和主蒸汽管道上的疏水阀,注意控制锅炉的冷却速度。

床温低于400℃时,可按照一次风机→二次风机→引风机的顺序依次停运上述风机。返料风机在返料器被冷却到安全温度后停止。

锅炉熄火后,炉膛吹扫5min,清除炉内可燃物。

锅炉停炉热备用时,可维持锅炉压力,在吹扫结束后关闭各风机和所有相关的风门挡板,使机组进入热备用状态。要确认冷渣器中物料已被排空。当汽包压力已降至安全阀最低整定压力以下一定值,而且确定没有足够蓄热产生蒸汽使安全阀动作时,可关闭集汽联箱和主蒸汽管上的疏水阀和排放气阀。为保护汽冷分离器受热面,该部分进行自动保护。

在停炉热备用期间,为保持蒸汽压力或床温而进行的升火燃烧之前,要打开主汽集箱疏水阀和主汽连接管疏水阀,启动供水系统,并在燃烧过程中维持正常汽包水位。

若锅炉需长期停运或者需要检修,则要继续用风机通风冷却锅炉,同时,由冷渣器排除床料,尽可能均匀地对机组进行冷却。由于炉墙、部件蓄热,一段时间内,仍有蒸汽产生。这期间,汽包水位应维持在水位计上限。当床料全部从炉中排完后,应对锅炉吹扫5min,然后停止冷渣器,当锅炉冷却到可以进入时,可以关掉风机。

停炉过程中,注意控制汽包上下壁温差。炉内烟气温度变化速度应控制在100~120℃/h以内,防止耐火耐磨材料产生裂纹。

6.6.3 压火热备用

当需要循环床锅炉暂时停止运行时,可以对锅炉进行压火操作。压火前需要在锅炉最低稳定负荷运行一段时间。压火时,首先关闭返料器、二次风机,然后停止给煤,待料层温度比正常运行温度降低50℃左右时,立即停掉一次风机。

压火时,锅炉热容量较大,要注意维持汽包水位。压火后应尽快将引风机挡板和所有门孔关闭,防止冷风进入炉膛。

压火时间取决于静止料层温度降低的速度。若料层较厚,压火前温度较高,压火后静止料层热量损失较小,则压火时间就可长一些。一次压火时间一般可维持8~10h,如需要延长时间,在床温不低于700℃时,可将床再启动一次,运行1h左右,待料层温度升高后再压火。

压火前,锅炉必须经过不少于30min低负荷运行过程。

床温在800℃以上时,停止石灰石给料,逐渐减小给煤

量,直到给煤机全停,氧量明显升高,床温下降50℃左右。压火前停止向冷渣器送风。

7 直接空冷系统运行

7.1 空冷系统简介

目前采用的空冷系统主要分为间接空冷和直接空冷两种形式,而间接空冷又有带混合式凝汽器的海勒式空冷系统和带表面式凝汽器的哈蒙式空冷系统两种类型。

海勒式空冷系统:流经空冷塔散热器管束被冷却后的循环水喷射进入混合式凝汽器,与汽轮机的排汽混合对其进行冷却。混合后的凝结水,有少量通过凝结水泵进入热力系统,其余绝大部分通过循环水泵进入空冷塔进行冷却。

哈蒙式空冷系统:汽轮机的排汽进入表面式凝汽器被循环水冷却,再通过凝结水泵进入热力循环系统;被加热的循环水通过循环水泵进入布置在空冷塔的散热器管束被空气冷却。

直接空冷系统:汽轮机排汽经过排汽管道直接进入空冷塔,通过空冷散热管束(空冷凝汽器)与空气进行表面换热,凝结水回到热井,经过凝结水泵进入热力系统。直接空冷系统的主要设备有:排汽装置、排汽管道、蒸汽分配管道、空冷散热器(包括顺流、逆流散热器)、凝结水收集管、凝结水下降管、凝汽器抽空气管道、凝结水箱、顺/逆流风机组等。另外,为了保证散热器的传热效果,系统还配备有散热器(外表面)清洗装置。由于直接空冷系统不需要中间介质,传热效率要高于间接空冷系统。

7.2 直接空冷系统的热态冲洗

由于空冷系统非常庞大,而新安装的空冷机组在散热器管束内表面及蒸汽管道等系统中,不可避免地会有焊渣、锈垢等其他杂物残留,因此在汽轮机正式运行前,必须将这些杂物尽可能清洗干净,以提高换热效率,满足机组对水质的要求,同时保证机组的安全运行。

热态冲洗的范围主要包括排汽管道、蒸汽分配管、空冷散热器内表面、凝结水收集管及下降管。在热态冲洗之前还必须对排汽装置、热井、排汽管、蒸汽分配管等进行人工机械清理,以提高冲洗效果。

在冲洗阶段,由于凝结水的水质很差,不能直接回收到热井,因此在进入热井前临时断开凝结水管道,接入临时水封箱后排到排水井,直到化验排水水质合格(主要是铁和硅的含量)后,冲洗过程结束。

在冲洗过程中,要达到较好的冲洗效果,必须提高冲洗流量。由于凝结水的贮存量及系统补水能力的限制,不可能将蒸汽流量提高很多。为了提高冲洗效果,可通过蒸汽分配阀使蒸汽集中通过某一系列来加强该列散热器的冲洗。另外还可以通过改变风机转速甚至风机的启停来调整某列散热器的换热效果,从而改变单列散热器的蒸汽流量。这样就可以用较小的蒸汽流量来集中冲洗,提高冲洗效果。

热态冲洗程序:①启动凝结水泵,建立凝结水循环;②冲洗临时水封箱注水,且在抽真空的过程中保持水位,以免漏真空;③启动真空泵,投入汽轮机轴封系统,空冷系统抽真空;④真空建立后,锅炉点火;⑤锅炉起压后,蒸汽通过旁路进入空冷系统;⑥通过蒸汽分配阀来改变冲洗列,如无分配阀,可通过风机的启停和转速来调整各列的蒸汽流量;⑦冲洗过程中投入旁路减温水,控制凝汽器进

汽温度在 80℃ 左右。冲洗过程中投入水幕喷水,防止蒸汽反冲进入低压缸,使缸温上升,同时视低压缸温度情况投入低压缸喷水。冲洗时可对各列轮流进行冲洗,直到每列冲洗时排水水质达到合格。

7.3 直接空冷系统的冬季防冻

由于冬季气温比较低,当机组在低负荷运行时,空冷系统如若控制不当,容易发生空冷散热器冻结的问题,严重时会发生散热器管束冻裂现象,严重影响机组的安全经济运行。

由于设计、制造、安装等原因,机组在运行时,空冷散热器不可避免地存在热力分布和蒸汽流量分布的不均,导致在不同部位存在着明显的温差。随着机组负荷的降低,汽轮机排汽流量相应降低,从而使这种热力及流量的分布不均造成的温差表现的更加突出,这时就会在散热器局部管束处造成蒸汽凝结后的凝结水过冷,当过冷度进一步加大时就会结冰,导致散热器管束冻结。而散热器冻结后,减小了该处蒸汽流量,将进一步使冻结情况恶化,最终导致大片散热器管束冻结。

空冷系统的防冻,首先,要保证空冷系统的最小热负荷,即保证一定的蒸汽流量。当蒸汽流量减小时,可将部分冷却列进行隔离,以保证运行列有足够的热负荷。其次,还可通过调整空冷系统的运行,减小散热器的换热量来提高凝结水温度,减小凝结水的过冷度。当凝结水的温度比较低时,可通过调整风机的运行转速甚至停运风机来减小散热器的换热量,从而提升凝结水的温度,防止散热器冻结。还可以反转逆流单元的风机,使换热后的热空气形成循环,进一步减小换热量。

适当提高汽轮机的背压,也可以有效地防止散热器的冻结。当机组的背压升高后,排汽温度会上升,同时由于机组效率降低,蒸汽流量也会加大,这也意味着更多的热量进入空冷系统,即增加了空冷系统的热负荷。

机组在冬季运行时,要严密监视凝结水收集管道的温度和散热器抽空气口的温度。当凝结水收集管道的温度降低,凝结水出现过冷度过大时,表明顺流单元的换热过于强烈,需要对空冷系统的运行进行调整,减少空冷系统的运行列,降低风机转速;当散热器抽空气口的温度过低时,有可能造成抽空气口冻结,使不凝结气体无法抽出,形成蒸汽通道的阻塞,造成散热器的冻结。这时应该采取措施提高凝结水收集管处的温度,降低逆流风机的转速来提高抽空气口的温度。从机组的运行经验来看,当凝结水收集管道的温度达到 35℃ 及以上时,是可以满足空冷系统冬季运行的防冻要求的。

另外,机组在运行时,还应定期对散热器管束表面及抽空气管道温度进行巡检,发现局部温度异常时,应及时对运行情况进行调整。由于整个空冷系统非常庞大,有限的温度测点并不能代表整个散热器的运行情况,因此定期巡检对空冷系统的防冻非常必要,也非常重要。

7.4 直接空冷机组真空严密性

直接空冷机组在作真空严密性试验时冷却风机的运行方式一直是备受争议的问题。

在机组正常运行期间,凝汽器真空主要是因为汽轮机排汽被凝结而形成的,而真空泵的作用只是不断地抽出系统内的不凝结气体,使其不在凝汽器内积累,从而保证凝汽器的正常工作。对于湿冷机组来说,循环水泵多为定速泵,其设

计流量能满足机组最大负荷的运行,并且有一定的富余量,即系统的冷却量始终处于满足蒸汽冷却的要求(夏季循环水温度特别高的情况除外);而对直接空冷机组来说,系统的冷却量由风机的转速自动调整,使其刚好满足机组维持恒定背压所需的冷却量。

当进行真空严密性试验时,对湿冷机组来说,由于系统冷却量足够,真空的下降就是因为不凝结气体的漏入,试验时可以反映出真空系统严密性的实际情况。

而对直接空冷机组,真空严密性试验可采取三种方式进行:

(1) 试验时维持风机转速不变。当真空下降后,排汽温度升高和排汽量增加,会增大空冷系统的热负荷,导致系统的冷却量不足,使一部分蒸汽也成为不凝结气体,促使真空进一步下降,这样形成恶性循环,真空就会快速下降,使计算出的结果就会偏大,并不能反映系统真空严密性的实际情况。

(2) 试验时风机投入自动方式,自动调节风机的转速。凝汽器真空下降后,风机转速会随着空冷系统的背压上升而提高。但如果风机的转速提高引起真空上升,说明在此之前空冷系统的冷却量不足,有部分蒸汽未凝结而需要真空泵将其抽出才能维持机组的真空。因为风机转速的提高只能提升空冷系统的冷却能力,并不能将已经漏入的空气等不凝结气体带走,风机转速的提高,只是减少了不凝结气体中的水蒸汽量,弥补之前的冷却量的不足。因此采取这种方式需要较长的试验时间来消除风机转速提高对真空的影响,这样才能够真实地反映真空的实际情况。

(3) 在试验开始前提高风机的转速,试验过程中风机维持较高的转速定速运行。这种方式下能够保证系统的冷却量,使其能够满足真空下降、热负荷增加后所需的最大冷却量,这样就和水冷机组真空严密性试验时的工况相近,可以得出比较准确的结果。但这种方法有个缺点,就是在冬季工况下,过高的风机转速会引起系统凝结水过冷度增大,容易引起空冷系统散热器的冻结。

综上所述,在冬季工况下进行直接空冷系统的真空严密性试验,宜采取风机投自动的方式进行;在非冬季工况时可采取风机投自动的方式进行,也可提高风机转速,满足空冷系统冷却量的前提下,定风机转速的方式进行,这样都能准确的反映真空系统严密性的实际情况。

另外,在直接空冷系统进行真空严密性试验时还应注意外界风力及风向对空冷系统的影响。由于外界风力及风向对空冷系统的换热效果影响很大(恶劣情况下,背压在很短时间内会升高超过 10kPa),尤其是在夏季空冷系统换热能力已经到极限,而背压已经比较高的时候,因此试验时机组的背压应该留有一定的安全裕量(25kPa 左右,若当时的气象条件较好,可适当放小),防止风力风向变化引起机组背压突然升高,导致机组因背压过高而跳闸。

8 机组运行方式

8.1 运行方式分类

一般火电厂汽轮机运行时调节汽门前主蒸汽压力保持恒定,称为定压运行,定压运行通过改变调节汽门开度以控制蒸汽流量而改变其输出功率。变压运行又称滑压运行,是在调节汽门几乎全开,只有很少节流的情况下,通过改变主蒸汽压力来调整机组负荷。因此,主蒸汽压力是控制机组功率的重要参数。变压运行分为纯(全)变压和复合(混合)变

压运行两种方式。纯变压运行是在调节汽门保持全开或接近全开，仅通过调整汽轮机进汽压力控制机组的功率。复合变压运行是汽轮机在满负荷下调节汽门保持全开，在某一定负荷下，其中有 1~2 个调节汽门全关，其余调节汽门全开，随着负荷降低，保持原有调节汽门开度不变。

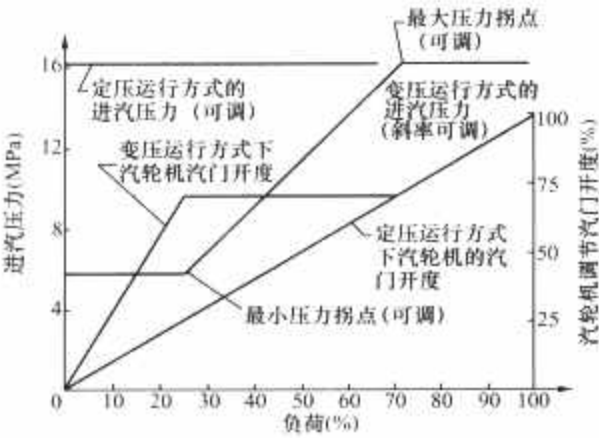
变压运行适合带周期性变动负荷和部分负荷，调节汽门节流小，给水泵功耗小，高压缸热应力小，可以维持额定蒸汽温度，在一定负荷以上机组整体效率高，是大容量机组普遍采用的运行方式，其主要缺点是负荷响应速度慢。

8.2 定压、变压运行

国内大容量机组在启停及变负荷过程普遍采用定—滑—定运行方式，即在低于 30%~50% 负荷和高于 80%~90% 负荷采用定压运行方式，中间负荷区段采用变压运行方式。例如：东汽 300MW 机组，机组采用定压和定—滑—定两种方式，但要求优先采用定—滑—定运行方式。机组 90% 负荷以上和 50% 负荷（对应主蒸汽压力约为 9.62MPa）以下采用定压运行方式，此阶段用高压调节汽门调节负荷。注意，当负荷低于 90MW 以下时，中压调节汽门开始参与调节，机组负荷变化率以调节级变工况适应能力为准，符合寿命管理曲线的要求，负荷变化率一般为 1%~2% 额定负荷/min，不大于 3% 额定负荷（即 9MW/min）。机组 90%~50% 额定负荷之间运行时，保持高压调节汽门开度不变，锅炉进入变压运行，主、再热蒸汽温度保持额定，主蒸汽压力随负荷降低而下降（16.7~9.6MPa），负荷变化率以锅炉适应能力而定，一般为 2%~3% 额定负荷/min，不大于 5% 额定负荷/min（15MW/min）。

上汽引进西门子公司技术生产的 1000MW 超超临界机组，具有独特的进汽控制方式。它采用全周进汽，定—滑—定运行方式，当主蒸汽流量超过 TMCR（1000MW）工况流量，通过补汽阀增加蒸汽流量。玉环 1000MW 超超临界机组是在主汽门后引出部分新蒸汽（额定进汽量的 8%），经补汽阀节流后蒸汽温度约降低 30℃，分上、下 2 根管道进入高压缸第四、五级动叶后腔室，主蒸汽流与这 2 股蒸汽混合后在以后各级膨胀做功。补汽技术提高了汽轮机的过载和调频能力，增加了全周进汽机型的机动性，保持了全周进汽机型的优良经济性能。

为适应复合变压运行，大部分汽轮机制造厂通过阀门管理功能实现进汽的合理控制，典型的亚临界 600MW 汽轮机负荷与进汽压力和调节汽门开度对应关系如图 16.2-15 所示。



国内大容量机组定压、变压运行负荷范围及压力见表 16.2-36。

表 16.2-36 定压、变压运行负荷范围及压力

名 称	定压运行		变压运行		
	负荷范围 (MW)	负荷率 (MW/min)	负荷范围 (MW)	最低主蒸汽压力 (MPa)	负荷率 (MW/min)
引进型 300MW 机组	0~100 或 240~300	3~6	100~240	6.4	6~9
东 汽 300MW 机组	0~150 或 270~300	3~6	150~270	9.6	6~9
北 重 330MW 机组	0~100 或 270~330	3~6	100~240	4	≤9
引进型 600MW 亚临界机组	0~200 或 480~600	6~12	200~480	6.4	12~18
东汽 600MW 亚临界机组	0~240 或 540~600	≤12	240~540	7.4	≤18
哈汽 600MW 超临界机组	0~200 或 540~600	≤12	200~540	9.3	12~18
东汽 600MW 超临界机组	0~180 或 540~600	6~12	180~540	8.7	9~15
上汽 600MW 超临界机组	0~200 或 480~600	6~12	200~480	9.3	12~18
上汽 1000MW 超超临界机组	0~300 或 750~1000	≤20 或≤50	300~500 或 500~750		≤30 或≤50
东汽 1000MW 超超临界机组	0~300 或 900~1000	≤10	300~900	9.7	≤30
哈汽 1000MW 超超临界机组	0~300 或 900~1000	≤10	300~900		≤20

8.3 调峰运行

调峰运行是指机组承担电网负荷曲线中最低负荷到最高负荷之间的调节任务，可按平均负荷线分为尖峰负荷和中间负荷。电网尖峰负荷通常由抽水蓄能机组、燃气轮机组、柴油发电机组、中小型火电机组承担，它们具有启停迅速，运行灵活等特点。电网中间负荷主要由大中型火电机组承担，随着经济的发展，及空调用量的大幅度增加，电网中峰谷差逐渐增大，所以一般电网普遍要求大容量火电机组即能承担中间负荷，也能承担部分尖峰负荷。火电机组调峰运行主要采用两班制运行和夜间低负荷运行方式。

两班制运行机组频繁启停，将引起机组部件低周疲劳损伤，为了控制损伤在允许范围，首先在机组设计时要给予特殊考虑，此外，尽可能维持机组在运行、停机、启动、恢复运行全过程中温度变化量最小，以及蒸汽温度与金属温度有较好的匹配，通常每次启停汽轮机转子寿命消耗应控制在 0.02% 以下。两班制运行关键是要求锅炉热态启动升温、升压速度快。

夜间低负荷运行是指机组在白天基本上带高负荷运行，夜间负荷低谷时降低负荷运行。对于这种调峰运行方式的机组应具有负荷快速变化的适应能力，低负荷运行稳定性好，并能保持较高的热效率。不同类型的机组，允许的最低负荷也不同，主要取决于锅炉的最低稳燃负荷。最低稳燃负荷与锅炉炉型、燃料特性及辅机性能有关，一般锅炉最低稳燃负荷为 30%~40%。汽轮机最低稳定运行负荷受汽轮机末级最小排汽容积流量所限，最小排汽容积流量所对应的负荷为 25% 左右。低负荷运行时要加强对机组振动、相对膨胀、排

汽缸温度的监视。对于采用低负荷调峰运行方式主要考虑的问题是低负荷运行热效率降低和频繁快速增减负荷引起汽缸、转子低周疲劳损伤。

9 调试过程中遇到的问题及处理

9.1 过热蒸汽温度、再热蒸汽温度突降

某机组快速升负荷至满负荷时，过热蒸汽温度、再热蒸汽温度短时急剧降低至跳闸值，不得不打闸停机。其过热蒸汽温度、再热蒸汽温度突降的直接原因为，饱和蒸汽带水使过热器一级减温器入口蒸汽温度急剧下降，最终导致过热器、再热器出口温度急剧降低。

饱和蒸汽带水原因分析：①燃用的煤质挥发分较高，灰分较少，燃尽性能较好，在投入下部磨煤机组时蒸汽温度偏低、主蒸汽流量偏大；②由于蒸汽温度低，升负荷过程中主蒸汽压力较高，汽轮机高、低压旁路动作，使主蒸汽流量进一步增加，从而使汽包分离元件的负荷加大。在此大流量工况下，给水流量已接近汽包分离组件的最大出力，汽、水分分离效果变差，导致饱和蒸汽带水、过热器一级减温器入口蒸汽温度下降，主蒸汽温度下降。

后采取投运上部磨煤机组，提高蒸汽温度，使蒸汽温度与压力相协调；大负荷下控制给水流量和主蒸汽流量在合理的范围内，与相应负荷下设计流量偏差不能过大；运行中密切观察过热器一级减温器入口蒸汽温度的变化等。过热蒸汽温度、再热蒸汽温度突降现象再未发生。

9.2 锅炉冲管临时设施的损坏

9.2.1 锅炉冲管临时设施的损坏的主要原因

(1) 设计原因。临时管道走向不合理；弯头弯曲半径过小；管道壁厚选择未考虑共振问题；对汽温变化幅度考虑不足，材料等级选择较低等。

(2) 安装、制造原因。焊接质量把关不严；管材用错；支吊架不牢固；对消声器、临冲阀、靶板固定装置等设施加工、检查、检修及安装不到位等。

(3) 运行原因。对冲管参数控制不严，偏离设计值较大。

9.2.2 锅炉冲管临时设施损坏实例

某 600MW 超临界机组锅炉在蒸汽吹扫时，消声器堵板断裂，导致大量高温蒸汽直接喷射到距离消声器约 20m 的带有防护门窗的化学水车间，当场造成正在车间进行设备调试和安装等单位 7 人死亡，4 人受伤。消声器堵板断裂原因是临时设施消声器在设计、制造上存在严重缺陷。

某 900MW 超临界机组锅炉冲管采用稳压冲管方式，每天进行一次。前两次冲管时，当蒸汽参数达到要求后，发现位于汽轮机机头侧连接主汽门至冷再热系统的临时管道系统出现剧烈振动。用于固定两路临时蒸汽管道的管夹螺栓脱离，管夹松落。第四次冲管时，在达到规定参数后约 10min，汽轮机机头 B 侧发生爆管。经检查，发现 B 排侧主汽门出口临冲管约 1.5m 余处出现长近 400mm 的纵向破口（见图 16.2-16），对受损段管道进行了更换。第六次冲管中，汽轮机机头侧传来较大响声，遂发现该处已充满蒸汽并伴随很大的响声，立即紧急停炉。经检查，该事故首先发生于新换上的短管处，该短管在原先发生破裂的位置再次出现纵向破口（见图 16.2-17），该破口段管道在蒸汽力的冲击下向两边沿周向撕开并展平成板状。当该段管（板）与管道的剩余连接很小后，外侧管道（带 90°弯管）在喷出蒸汽巨大的反

向作用力下将连接处拉断，并带着断口段（板）向后退去，并以另一端垂直段管道为轴心作扇形运动。当弯头遇到后侧 $\phi 650\text{mm}$ 临冲管时将其上方撞出一凹坑，使断口段（板）在惯性力作用下被甩出。而该管在运动了约 120°后，被另一垂直管道挡住后停止。此事故未造成人员伤亡和设备损坏。

经过分析，在蒸汽吹扫时两次爆管的事故，均为压力共振所致。系由于临冲管系统设计不当，尤其是 90°T 形三通和过小的 90°弯管半径，在过高的流速下产生持续和强烈的压力波。恰遇事故段的管道的轴向自振频率和周向的自振频率吻合。当流速增加至压力波频率与管段的自振频率合拍时发生压力共振，在振幅超过管壁的耐受极限时产生爆破。

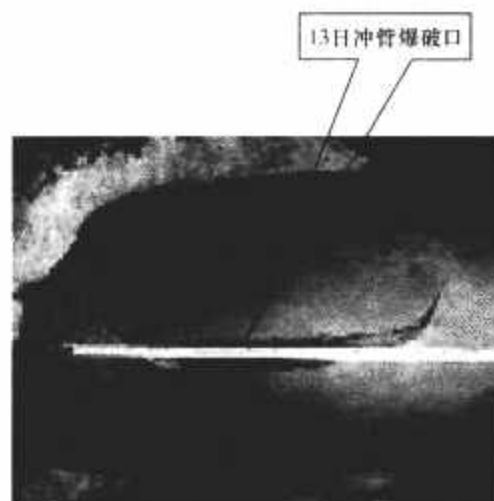


图 16.2-16 冲管爆破口 1

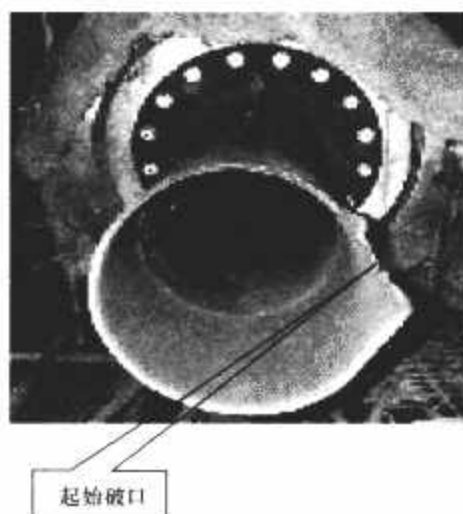


图 16.2-17 冲管爆破口 2

9.2.3 防止锅炉冲管临时设施损坏的措施

(1) 设计上临时管道走向合理；弯头弯曲半径尽可能大；临时管道材料、壁厚的选择不但要考虑冲管参数，同时要考虑共振问题。

(2) 安装、制造要严把质量关；支吊架设置合理、牢固，但不影响管道膨胀。

(3) 运行方面应控制好冲管参数，防止超出设计值。

9.3 给水泵振动

高压给水泵组作为热力系统循环的动力，是发电机组的重要辅机设备，振动引起故障的发生率高，严重影响机组的安全运行。

导致给水泵组产生振动的原因很多，有些因素间既相互联系又相互作用，概括起来有下面几个方面的原因：

9.3.1 驱动电动机

驱动电动机是泵组的主要设备，电动机内部磁力不平衡和其他电气系统的失调，常引起振动，如异步电动机在运行中，定子、转子谐波磁通相互作用而产生的定、转子间径向

交变拉力,或定、转子磁力中心不一致,各个方向上气隙差超过允许偏差值等都可能引起电动机振动。

9.3.2 驱动用给水泵汽轮机

目前采用给水泵汽轮机驱动给水泵已经是大型发电机普遍采用的配置形式,汽轮机驱动给水泵具有转速控制灵活、效率高、节省厂用电等优点。驱动用小汽轮机由于安装、制造等原因引起的振动也可能通过联轴器传递引起给水泵振动。

9.3.3 驱动机械

驱动机械和给水泵转动部件存在质量不平衡、安装质量不良、不对中、晃度超差、零部件力学性能和刚度差、轴承和密封部件磨损等都会产生强烈振动。

9.3.4 水力

泵组设计水力模型不优良,进口流速和压力分布不均匀,泵进出口工质的压力脉动、液体绕流、偏流和脱流,都是常见的引起泵组振动的原因。

9.3.5 运行

给水泵组属精密机械,为保证效率,动静间隙设计很小,运行中的不恰当操作或不正确的运行工况,都可能引起动静碰磨、汽化振动。

造成碰磨的主要原因有:

(1) 泵或给泵前置泵入口滤网损坏,机械杂质进入动静间隙,碰磨引起振动;

(2) 泵组启动前暖泵不充分或其他原因造成泵壳体上下温度偏差大,泵壳变形,动静间隙变小,转子与壳体不对中,启动后就会碰磨引起振动。

给水泵汽化是运行中最常见的振动原因,引起的因素主要有:①除氧器水位低,运行压力突降;②前置泵进口滤网堵塞;③给水泵进水流量突然增加,使除氧器压力突降;④给水泵进水管内有空气;⑤电动给水泵前置泵故障跳闸;⑥给水流量过低,再循环门未开启。

9.3.6 设计

再循环流管径设计偏小,冷却流量不足,常造成汽化振动;进出水管设计布置不合理,引起水流涡动也是引起振动的重要原因。

9.4 汽轮机逆功率运行

汽轮发电机组逆功率运行指的是并网运行的汽轮发电机,当汽轮机主汽门关闭或误关闭后,在发电机断路器断开前,此时发电机要从系统中吸收有功功率,拖动汽轮机旋转,发电机变为电动机运行。逆功率运行方式又称汽轮发电机组的电动机运行方式。其危害主要是由于主汽门关闭后,进入汽轮机的蒸汽量减少,汽轮机的摩擦鼓风损失增加,转子末级叶片温度升高,低压缸排汽温度升高,长期运行会损坏叶片,威胁汽轮机组的安全。

一般的火力发电厂不允许汽轮发电机组出现逆功率运行,通常在机组保护系统中设计有发电机逆功率保护。主要针对发电机因某种原因造成主汽门关闭时,发电机变为电动机运行可能会引起汽轮机末级叶片过热造成汽轮机转子叶片损坏而设的保护,主汽门关闭时发电机由送出有功功率变为吸收有功功率,即有功功率为负值,当达到逆功率设定值时经延时保护动作。

发电机逆功率保护判据是以从发电机机端 TV 二次电压和机端(或中性点侧) TA 二次电流取得的发电机测量功率作为逆功率保护动作量,动作判据为测量功率小于逆功率整定值(负值)。发电机逆功率保护可按 $-0.012 \sim -0.008$ 倍

额定有功功率整定或按实际逆功率运行时的测量功率整定。通常发电机逆功率的动作时间是按汽轮发电机允许连续无蒸汽运行时间且留有足够裕量整定的,一般 200MW 以上机组允许无蒸汽运行的时间为 $1 \sim 3\text{min}$,因此时间可以整定为 1min 。

某台亚临界参数的 300MW 级汽轮发电机组在机组启动调试阶段发生了逆功率运行工况。该机组在 60MW 负荷运行时,发现发电机—变压器组开关(220 开关)操作电源失去(发电机—变压器组操作开关被闭锁),立即稳定机组运行,以便处理发电机—变压器组操作开关的故障。10min 后因锅炉空气预热器烟风挡板突然自行关闭,造成锅炉负压高,锅炉 MFT 动作,汽轮机跳闸,主汽门、高压调节汽门、再热主汽门及再热调节汽门自动关闭,因发电机—变压器组操作开关被闭锁,保护拒动,发电机不能与系统自动解列,致使汽轮发电机组逆功率运行。最终人为强行在就地断开发电机—变压器组隔离开关,使发电机与系统解列。

经对发电机各设备和系统检查后分析认为,此次汽轮发电机组逆功率运行的根本原因是发电机—变压器组六氟化硫操作开关压缩空气装置故障,使压缩空气压力降低,造成发电机—变压器组开关电源闭锁;直接原因是锅炉空气预热器烟风挡板突然自动关闭,锅炉炉膛负压高,锅炉 MFT 动作,汽轮机跳闸,发电机—变压器组开关被闭锁使发电机不能与系统解列,最终导致汽轮发电机组逆功率运行 14min。汽轮机发生逆功率运行后,停机检查未发现异常,再次启动汽轮机后一切正常。

9.5 氢系统着火

由于氢气具有良好的导热性能和最低的质量密度,现代大型汽轮发电机基本采用氢气作为冷却介质,就是水氢氢冷却方式,即发电机定子线棒水冷、定子铁芯氢冷、转子线圈氢冷。随机组容量的增大,发电机额定运行氢压也随之提高,300MW 等级额定运行氢压 0.3MPa,600MW 等级 0.4MPa,国产超超临界 1000MW 发电机额定运行氢压为 0.5MPa。

氢气属易燃易爆气体,具有爆炸着火的危险性。氢气在空气中的比例范围在 $4.1\% \sim 75\%$ 时就很容易爆炸,造成重大破坏,但氢气本身作为冷却介质是安全的。氢冷发电机都设计有密封油系统,其功能就是将运行中的发电机内部氢气与外部空气隔绝,防止氢气通过转轴间隙泄漏至空气中。氢冷发电机及其氢系统发生燃烧、爆炸的具体原因有:氢气系统的管道、阀门、法兰或者接头处泄漏;发电机氢密封瓦漏氢,当气压超过油密封压力使油封破坏致使氢气窜入汽轮机油系统和主油箱;发电机密封油系统工作失常,氢压不正常的降低,使外界空气进入发电机壳内;发电机出线套管漏氢,使封闭母线内部形成爆炸性混合物;发电机检修时,有氢气漏入发电机内部;在置换氢气的过程中,由于误操作或误判断,使氢气与空气混合;制氢设备或发电机内氢气纯度降低;发电机及其氢系统区域电、气焊或明火作业;励磁机电刷严重冒火;发电机转子中心孔两端及导电杆螺钉大量漏氢,发电机局部过热、摩擦、扫膛;发电机出线罩法兰与出线套管台板的结合面,因密封构料老化变形引起漏氢等。一旦形成爆炸性混合气体,遇到明火成热源,将引起爆炸和燃烧。甚至造成人身伤亡、设备损毁。

电站氢气系统运行必须做好防止氢气泄漏、防止着火和着火事故处理。

新建机组和大修后机组必需严格进行发电机风压试验,

彻底排查氢气系统漏点。运行中的发电机应对日补氢量进行统计分析,发现补氢量有异常增加时应引起高度重视,组织人员使用漏氢检测仪进行漏氢检查,并针对漏点情况确定合理处理措施和通风措施。

发电机充氢后,氢气系统周围严禁动火作业,如有动火操作需办理动火工作票,进行含氢量测量安全后方可进行作业。定期对氢气系统进行巡检可以早发现着火事故。

运行中一旦发生氢气泄漏着火,应针对着火部位和氢气泄漏量的大小,迅速决定处理措施。小的泄漏着火可采用湿毛巾、CO₂灭火器等进行扑灭。如果出现大的氢气泄漏着火紧急事故,必须立即停机,发电机紧急排氢。应确认发电机排氢门开足,快速将发电机内氢气排放,发电机内氢压到零后,按照电厂规程进行退氢置换操作并安排消防灭火。

9.6 厂用电中断

由于厂用电系统对发电厂的正常运行极为重要,故应保证它的工作可靠性和连续性,因此当厂用电发生故障时其处理原则是尽可能保持厂用设备的运行,特别是重要的厂用设备。

机组高压厂用工作电源事故跳闸后,应自动切换到高压厂用备用电源。如高压厂用电自动切换装置失灵、备用电源侧开关拒动,或高压厂用工作母线发生永久性故障,将发生厂用电源中断。

厂用电中断事故通常有两类:厂用电部分中断和厂用电全部中断。

(1) 厂用电处理原则。

- 1) 首先保证厂用电,避免全厂停电。
- 2) 迅速限制事故发展,消除事故根源,解除对人身和设备的威胁,防止事故进一步扩大。
- 3) 尽量维持机、炉设备的安全运行,必要时应立即停机、停炉。
- 4) 在发生厂用电中断事故时,各级值班人员应立即概要而准确地向值长报告事故发生时间、现象,跳闸的开关及其继电保护动作情况。

5) 发生厂用电全部中断事故,无论停机保护是否动作,都应立即停机。

6) 厂用工作电源因故障跳闸且厂用备用电源自动投入成功时,应检查何种保护动作,判明并找出故障点,恢复在厂用电切换过程中跳闸的辅助机械,排除故障后恢复厂用电源正常运行方式。

7) 若厂用工作电源故障跳闸而厂用备用电源自动投入未成功时:

a. 检查厂用备用电源是否有电,如果有电,在快速判断厂用工作母线无故障后立即用备用电源强送一次。

b. 若厂用备用电源强送后又立即跳闸,运行人员应检查厂用工作母线是否有故障点。若发现母线有明显故障,则隔离母线后转移负荷,恢复厂用设备的运行。若确定母线上无故障时,应拉掉厂用母线上的所有负荷,然后对厂用母线再次强送,成功后先对重要负荷进行检查,若无问题则应迅速送电。

c. 若厂用工作电源故障跳闸且备用电源自动投入后又跳闸,此时不得再强送,并用上述第 b 款所提的方法进行事故处理。

(2) 厂用电部分中断或厂用电全部中断时,应立即检查机组的保安电源系统是否运行正常,柴油发电机组是否正确自动投入,如发现机组保安段失电立即手动启动柴油发电机组。在保安电源恢复之后,立即恢复直流系统充电器的正常运行,应启动交流润滑油泵、顶轴油泵及盘车电动机运行,

启动交流密封油泵,油压正常后停止直流润滑油泵及直流密封油泵。

(3) 厂用电部分中断或厂用电全部中断时,应严密监视直流电源系统和 UPS 的运行情况,采取有效措施,确保直流电源系统和 UPS 的供电电源。注意观察直流母线电压和 UPS 电压,若电压低或下降趋势较快,则应限制部分事故照明和相对不重要的用户。若保安段母线电压低时,可根据情况限制保安段上相对不重要的辅机电,如锅炉电梯等,以确保主机润滑及密封油泵、顶轴油泵、主机盘车、空气预热器辅电动机、直流系统、UPS 电源的供电正常。

(4) 一旦厂用电恢复,应对机组全机进行检查,符合启动要求后,应迅速将汽轮机辅机启动,锅炉重新点火,并根据情况使机组尽快并网带负荷。

(5) 为了防止事故发生和扩大,下列各项操作可不经值长命令由各级值班人员直接执行:①将直接对人员生命有威胁的设备停电;②将已损坏的设备隔离;③运行设备有受损伤的威胁时,根据现场事故处理规程的规定停用或隔离。

9.7 发电机断水

现代大型汽轮发电机组定子线圈通常采用水冷却方式,即发电机定子绕组的线棒中通过电导率合格的冷却水,带走定子绕组运行中产生的大量热能,保证定子绕组温度稳定在限定范围内。定子冷却水系统完成向发电机定子提供冷却水的功能,定子冷却水系统通常设计有“一运一备”的冷却水泵、冷却水流量测量装置、冷却水净化装置、换热器等设备。

发电机运行中如果发生定子冷却水中断或冷却水量大幅下降,则会引起定子绕组温度上升,绝缘下降,严重时将造成定子绕组匝间短路、定子绕组接地等重大事故的发生。为避免上述事故的发生,发电机通常设有断水保护,当冷却水流量小于规定值时,发电机断水保护动作,关闭主汽门,发电机解列。

(1) 发电机断水的主要原因。

- 1) 运行冷却水泵故障跳闸,备用冷却水泵未能正常联锁启动。
- 2) 厂用电中断。
- 3) 冷却水管道破裂、法兰垫片失效、冷却水管路堵塞等造成冷却水流量不足。
- 4) 冷却水系统泄漏,补水不足,造成定子冷却水箱水位下降。
- 5) 定子冷却水泵汽化,出力不足。

(2) 预防发电机断水的主要措施。

- 1) 新建机组和大修后机组断水保护定值整定准确,断水保护试验合格。
- 2) 运行中应加强定冷水系统和发电机线棒层间温度等运行参数的监视,定期进行定子冷却水泵备用切换试验。
- 3) 定子冷却水箱水位发生变化和报警时应引起高度重视,查明原因,避免由于运行原因造成发电机冷却水中断,发电机断水保护动作。

4) 当发电机断水保护动作,应查明原因,予以消除,禁止机组运行中强行退出发电机断水保护。

10 启动调试新技术及应用

10.1 降压蒸汽吹扫在超(超)临界直流炉上的应用

直流锅炉,由于其水容积较汽包锅炉小得多、蓄热少,

并考虑水冷壁水动力工况的安全性，调试阶段蒸汽系统吹扫时通常采用稳压法或熄火降压法吹扫。2004年，首次尝试在某电厂国产化超临界（2号）锅炉上采用不熄火降压法吹洗。

水动力工况安全的前提下，采用不熄火降压法吹洗，有以下优点：①减少直流稳压吹洗时必须投入几台磨煤机、运行人员频繁和复杂地操作，防止超温。②节约燃油和除盐水。降压法吹洗时热负荷不必达到稳压吹洗负荷（约60%），燃油消耗和除盐水的消耗会减少。③节省时间。

2号锅炉吹洗过程中，维持一定的燃油量，临时门开启后即迅速加大补水，直至临时门关闭后水位达到正常水位。吹洗过程中，分离器内外壁温差小于或等于20℃，分离器入口工质最大温降小于42℃。水冷壁的壁温均匀，不超温，水动力工况安全。吹洗时锅炉炉膛出口烟温小于500℃，不存在过热器和再热器管壁超温的问题，不投入减温水。

吹洗过程中，过热器系统最大压降2.6~3.0MPa（BMCR工况，过热器系统设计压降1.86MPa），吹洗效果良好。

实践证明，采用不熄火降压法吹洗时，运行人员操作的复杂程度简化，运行人员做到平稳操作。通过控制燃油量，可从容地控制2次吹洗的时间间隔及吹洗过程。2号锅炉共吹洗86次，扣除预吹洗和高、低压旁路吹洗11次，实际有效吹洗75次。蒸汽吹洗阶段共耗时2d21h15min，总耗油686.3t。

针对某电厂4号超临界锅炉，分别采用稳压法和不熄火降压法进行了吹洗。吹洗表明：降压法吹洗的效果优于稳压法且省时省水省燃料，操作简单。

2006年又在某电厂2号1000MW超超临界锅炉上成功应用了不熄火降压法进行了吹洗技术。

10.2 炉前系统汽侧的化学清洗

10.2.1 炉前系统汽侧清洗的需求

新建机组凝汽器换热管、管板、热井、喉部等处的表面，以及其置于其中的加热器、喷水等装置，在制造、运

输、储存和安装过程中因各种原因会受到油脂、油污、润滑剂、杂物、灰尘颗粒物等的污染或发生锈蚀，因此在机组启动前，对凝汽器汽侧的化学清洗是必要的。

对加热器汽侧进行启动前清洗，可以有效地清除系统中存在的各种污染物，提高水汽品质质量，减少试运过程中凝结水泵和给水泵进口滤网的清理次数，缩短启动试运时间。炉前汽侧化学清洗可为机组提供洁净的凝结水系统表面，保证热力系统给水品质的快速合格。

凝汽器汽侧、加热器汽侧的化学清洗一般限于碱洗除油脂、硅和有机物，但加热器汽侧根据加热器换热管材的不同则要考虑运行前的除锈化学清洗需要。

10.2.2 机组的参数与炉前系统汽侧清洗要求的关系

DL/T 794—2001《火力发电厂锅炉化学清洗导则》、DL/T 957—2005《火力发电厂凝汽器化学清洗及成膜导则》中没有对炉前给水系统汽侧的化学清洗作出规定。

对于新建机组，300MW以上的汽包锅炉机组应对炉前汽侧系统进行水冲洗，视污染情况决定是否进行碱洗。300MW以上的直流锅炉机组，应对炉前汽侧系统进行碱洗。

10.2.3 适用的清洗介质和工艺

根据有关资料和近几年国内炉前汽侧化学清洗的实践，将炉前化学清洗适宜介质和工艺汇总，见表16.2-37。

10.2.3.1 除油脂化学清洗

（1）凝汽器、除氧器。凝汽器清洗时，水位控制在最上层热交换管以上100mm左右。清洗前要确认其底部的刚性支撑没有拆除，并符合厂家设计要求。因凝汽器截面积很大，故其清洗采用循环方式进行。有关清洗系统在下节中详述。

在最上层热交换管以上循环清洗不能实现的部分，如果油污和锈蚀较重，必须手工清洗。

清洗过程中，如果清洗温度控制在60℃以内，应打开汽轮机低压缸的防爆人孔盖；如果清洗温度控制在85℃以内时，必须隔开凝汽器颈部和汽轮机低压缸的通道，以防止泡沫和蒸汽到达汽轮机。投用盘车，保持一定的转速。

表 16.2-37 炉前汽侧化学清洗适宜的介质和工艺

序号	清洗介质	清洗工艺	适用污染物或垢的种类	适用材质	说 明
1	磷酸盐碱液	Na ₂ CO ₃ 0.5%~1% Na ₃ PO ₄ ·12H ₂ O 0.5%~1.5% 乳化剂 0.05%~0.1% 温度 70~80℃ 流速 ≥0.15m/s 时间 8~12h	轻度油脂	奥氏体不锈钢 Ti 低合金钢 碳钢 HSn70-1 H68A HAl77-2 HSn70-1B HSn70-1AB BFc30-1-1 BFc10-1-1	适用于凝汽器、加热器水侧的除油脱脂清洗，成本低，加热要求高
		Na ₃ PO ₄ ·12H ₂ O 0.80%~1.2% Na ₂ HPO ₄ 0.15%~0.5% 乳化剂 0.05%~0.1% 温度 70~80℃ 流速 ≥0.15m/s 时间 8~12h Na ₃ PO ₄ ·12H ₂ O 1.2%~2.0% 乳化剂 0.05%~0.1% 温度 70~80℃ 流速 ≥0.15m/s 时间 8~12h	重度油脂		
2	高效碱洗除油剂	温度 40~50℃ 碱洗除油剂 0.7%~1.5% 消泡剂 0.05% pH ≤9.0 流速 ≥0.15m/s 时间 4~6h	油 脂		适用于凝汽器，加热器水侧、汽侧的除油脱脂清洗，成本较高，易于实施

续表

序号	清洗介质	清洗工艺	适用污染物或垢的种类	适用材质	说 明
3	氨化柠檬酸	柠檬酸 缓蚀剂 pH 流速 温度 时间 4%~6% 0.3%~0.4% 3.5~4.0 ≥0.15 m/s 85~95℃ 6h	Fe ₃ O ₄ FeO CuO	奥氏体不锈钢 Ti 低合金钢 碳钢	药品成本适当、温度较高,清洗效果好、使用较多
4	氨化 EDTA	EDTA 缓蚀剂 温度 pH 流速 3%~7% 0.3%~0.4% 110~130℃ 9.0~9.5 ≥0.15 m/s	Fe ₃ O ₄ FeO CuO CaCO ₃	奥氏体不锈钢 Ti 低合金钢、 碳钢	药品成本较高、温度较高,加热要求高。清洗效果好、使用较多
5	羟基醋甲酸	羟基乙酸+甲酸 缓蚀剂 pH 流速 温度 时间 2%~3% 0.2%~0.4% 9.0~9.5 ≥0.15 m/s 80~95℃ 6~8h	Fe ₂ O ₃ FeO CuO	奥氏体不锈钢 Ti 低合金钢 碳钢	药品成本高、流速要求高,较少采用
6	盐酸清洗	HCl 温度 流速 时间 缓蚀剂 还原剂 2%~5% 常温 0.1~0.25m/s 4~6h 0.3%~0.8% 0.1%	CaCO ₃ 碳膜 Fe ₃ O ₄ FeO CuO	碳钢 HSn70-1 H68A HA17-2 HSn70-1B HSn70-1AB BFe30-1-1 BFe10-1-1	清洗效果好,价格便宜,货源广、废液易于处理。 不能用于奥氏体不锈钢和合金钢的清洗,对于垢、锈较重的情况也不宜使用,以避免未溶解残渣堵塞情况发生
7	氨基磺酸清洗	NH ₂ SO ₃ H 缓蚀剂 消泡剂 温度 流速 3%~10% 0.2%~0.4% 0.05% 50~60℃ 0.1~0.25m/s	CaCO ₃ >3% CaSO ₄ >3% Ca ₃ (PO ₄) ₂ >3% MgCO ₃ >3%	奥氏体不锈钢 Ti 低合金钢 碳钢 HSn70-1 H68A HA177-2 BFe30-1-1 BFe10-1-1 HSn70-1B HSn70-1AB	对金属腐蚀量小,运输、存放方便。对 Ca、Mg 垢溶解速度快,对铁的化合物作用慢,可添加一些助剂,从而有效地溶解铁垢

除氧器参加清洗时,一般作为加热容器使用,一是方便的利用其辅助蒸汽加热装置,二是可以借助加热蒸汽增加除氧器内部的搅动,提高清洗效果。

碱洗完成后,应打开除氧器和凝汽器热井人孔门,工作人员进入其中,进行彻底清扫。

(2) 加热器。低、高压加热器的直径一般为 1600mm 和 2000mm,内部结构较复杂,其径向通流截面积在减去热交换管道面积之后,一般为 1.0~2.0m²。因此,按照清洗时的最低流速要求,清洗流量应该为 400~800m³/h。

各加热器在清洗注水过程中,应保证壳侧排气管道满管出水,并控制清洗系统出口压力,使各加热器具有一定的压力,以保证其内部表面各处得到清洗,但又不能超过各加热器的设计压力。

低压加热器的壳侧设计压力为 0.7MPa,因此设计清洗系统和选择动力设备时,要考虑这个因素。可以将 5 号和 6 号低压加热器汽侧使用低压头的清洗泵进行清洗。

大多数机组的抽汽系统中,7 号和 8 号低压加热器的抽汽管道上没有设计关断阀门,因无法与汽轮机隔离,故一般 7 号和 8 号低压加热器汽侧不参加炉前的化学清洗。

(3) 碱洗后的水冲洗和清洗系统的保护。碱洗完成后,应对系统和设备进行水冲洗。要求采用循环方式进行水冲洗,冲洗流速大于清洗流速,冲洗终点为出水的 pH 值小于或等于 9.0。

对于只进行了碱洗的除氧器和加热器汽侧,如果机组在 3 天内不能启动,应将含有 300mg/L 的联氨、pH 值大于 10.0 的保护液注入除氧器和加热器及其疏水系统中。

10.2.3.2 除垢化学清洗

氨化柠檬酸、氨化 EDTA 和羟基醋甲酸用于加热器汽侧受热面除垢清洗时,由于所结垢层和腐蚀产物疏松,对流速要求不高,故清洗时能够满足最低流速要求即可。

清洗终点到达后,应对清洗系统进行水冲洗,冲洗出水合格标准为铁离子质量浓度小于 50mg/L,最好小于 30mg/L;冲洗进出水电导率差小于 30μS/cm。

最终的钝化可以通过使用很多种化学试剂来完成。推荐的最常用的钝化配方是使用加有 200×10⁻⁶~500×10⁻⁶ 的联氨、pH 值大约为 10 的溶液,在 82~93℃下循环 6h。

钝化完成后,应迅速打开各处清洗临时接口和各加热器壳侧排气门、放水阀门,利用系统的温度将系统内表面干燥。

10.3 机组带负荷安全阀整定

锅炉安全阀整定通常安排在机组整套启动的空负荷或带负荷阶段进行。

按照电力行业标准 DL 612—1996《电力工业锅炉压力容器监察规程》确定启/回座压力的锅炉安全阀,其工作安全阀($p \geq 5.9\text{MPa}$)启座压力为其工作压力的 1.08 或 1.1

倍,安全阀整定一般安排在机组空负荷阶段,或实际启跳或采用液压千斤顶热态升压整定,采用液压千斤顶整定后须实际启跳验证。

一些锅炉的安全阀,按照美国机械工程师学会要求制造并确定启/回座压力,过热器系统安全阀动作压力远大于锅炉的工作压力,如华能沁北电厂一期工程 600MW 超临界机组锅炉(DG1900/25.4-II型),BMCR 工况锅炉过热器出口压力为 25.4MPa,高温过热器出口和屏式过热器进口安全阀设计启座压力分别为 30.83MPa 和 31.59MPa,一般不实际启跳,采用液压千斤顶整定。用液压千斤顶整定时要求锅炉压力与安全阀动作压力差小于 7 MPa,达到 24 MPa 左右($\geq 78\%$)。而当分离器压力大于 12 MPa 时 361 阀(分离器至凝汽器管路上的阀门)自动全关,因为 361 阀后去凝汽器管路不允许承受过高的压力。此时,锅炉水冷壁无循环流量,无法保障锅炉转直流前水冷壁水动力工况的安全,只能采用机组带 30%以上负荷来整定锅炉过热器系统的安全阀。

一些工程由于进度或时间关系,将整定安全阀和机组首次带负荷工作安排在一起,采用机组带一定负荷整定安全阀。机组带一定负荷,采用液压千斤顶整定安全阀,控制得当,不会对机组的运行工况产生过大影响。

10.4 一键并网技术

目前 300MW 及以上容量机组已普遍将发电机—变压器组和厂用电源等电气系统的控制都纳入 DCS 监控,为机组一键并网技术的应用提供了有效的实施平台。纳入 DCS 监控的主要电气系统有:发电机—变压器组系统(不包括变压

器通风系统);发电机励磁系统;高压厂用电源系统;低压厂用电源系统;高压启/备变电源系统;柴油发电机组和保安电源系统;直流系统和 UPS 系统(仅监视);自动同期系统;厂用电快切系统。

继电保护、安全自动装置因其本身的复杂性和快速性特点,采用 DCS 实现其功能尚有难度,因此目前仍保留其装置,但它们与 DCS 之间均有接口。保留的电气专用装置主要有:发电机—变压器组保护装置;自动准同期装置(ASS);自动电压调整器(AVR);厂用电快切装置;故障录波装置。

机组一键并网程序组的主要控制步骤:机组正常启动时,当发电机达到额定转速后,启用一键并网程序组,DCS 将自动发出指令至 AVR,发电机起励建压。当发电机电压达到额定值且稳定并无大的扰动时,DCS 将投入自动准同期装置。在自动准同期装置与 DEH 完成应答式对话后,发电机与电网的同期调节是由自动准同期装置控制 AVR、DEH 进行调节来自动实现的,当同期条件满足时,自动准同期装置向发电机出口断路器发合闸指令。在同期合闸成功后,DCS 自动退出同期装置,当发电机负荷达到一定值(30%额定负荷左右)之后,DCS 发出指令启动厂用电快切系统,将高压厂用电源从启动/备用变压器切换到高压厂用变压器供电;机组正常停机时,当机组负荷降到某一定值时,DCS 发出指令启动厂用电快切系统,将高压厂用电电源由高压厂用变压器切换到启动/备用变压器供电;当机组负荷继续降至零,DCS 发出指令跳开发电机出口开关,发电机灭磁。

第 3 章 机组性能试验

1 汽轮机热力性能试验

1.1 试验规程及其适用性

汽轮机热力性能试验是通过试验的方法对汽轮机的热力性能进行研究和分析的,汽轮机的热力性能包括汽轮机的热耗率、汽耗率、热效率、功率等。汽轮机热力性能试验对汽轮机的设计和制造、运行优化、状态检测及评估、技术改造、节能降耗、经济性和安全性评价等都是一中重要的手段。

1.1.1 试验目的

- (1) 验证和鉴定新投产汽轮机的热力性能。通过高精度的汽轮机热力性能试验,可以缩短新投产或新型汽轮机的定型批量生产周期,为消除机组热力设计的缺陷提供依据。通过对汽轮机热力性能试验数据的积累和分析,为进一步完善设计,提高机组实际运行效率奠定了基础。
- (2) 全面评价汽轮机的热力性能。通过汽轮机热力性能试验提供汽轮机热力特性的全面数据,可以评价机组的安装、调试、技术改造等工作。
- (3) 指导汽轮机的运行和节能降耗。通过汽轮机热力性能试验获取的综合热力性能指标,可以评估机组热力性能的优劣,指导机组的检修、技术改造。寻求最优运行参数和运行方式,指导机组安全、可靠、经济运行。

1.1.2 试验分类

- 按照不同的方法将汽轮机热力性能试验分类如下:
- (1) 按照试验目的来分,汽轮机热力性能试验可分为以下几种:
 - 1) 新投产机组的性能考核、鉴定或验收试验。
 - 2) 机组改造前、后的验收试验。
 - 3) 机组大修前、后的对比性试验。
 - 4) 机组经济性评价试验。
 - 5) 运行优化调整试验。
 - (2) 按照精度等级来分,汽轮机热力性能试验可分为以

- 下几种:
- 1) 全面性试验。
 - 2) 简化试验。
 - 3) 对比试验或一般性评估。
- 目前电力行业经常进行的汽轮机热力性能试验包括:新机组性能验收(考核)试验(全面性试验),机组通流改造前后性能试验(全面性试验),大修前后性能对比试验(简化试验)和机组运行优化调整试验(简化试验)。

1.1.3 试验标准

汽轮机热力性能试验标准提供了汽轮机热力性能试验的准备、实施、试验报告等基本原则,对试验方法、试验仪表、试验热力系统、试验结果的计算和修正,试验结果的比较,试验报告的编写,试验结果的不确定度等提出了详细和具体的要求。

目前世界各国大都颁布和制定了有关的汽轮机热力性能试验规程作为相应的国家标准。如我国 GB 8117—1987《电站汽轮机热力性能验收试验规程》;国际电工委员会 IEC 60953-1; 1990《Rule for steam turbine thermal acceptance tests-Part 1: Method A-High accuracy for large condensing steam turbines》和 IEC 60953-2; 1990《Rule for steam turbine thermal acceptance tests-Part 2: Method B-Wide range of accuracy for various types and sizes of turbines》;美国机械工程师协会的 ASME PTC6—1996《Performance Test Code on Steam Turbine》和 ASME PTC6 Report 等。

国际电工委员会的 IEC 60953-1; 1990、IEC 60953-2; 1990 和美国 ASME PTC6—1996 及其他 PTC 规程,得到世界电力行业较为广泛的认可和应用,目前已经成为行业通用的试验标准。

1.1.4 试验标准的适用性

1.1.4.1 三种主要标准的对比

汽轮机热力性能试验三种主要标准(美国 ASME PTC6—1996、IEC 60953-1; 1990/IEC 60953-2; 1990 和 GB 8117—1987)的对比见表 16.3-1。

表 16.3-1 汽轮机热力性能试验三种主要标准对比表

标准	ASME PTC6—1996	方法 A/方法 B	GB 8117—1987
热耗率试验的不确定度	全面性试验可获得 0.25% (湿蒸汽 0.37%) 简化试验可获得 0.34% (湿蒸汽 0.5%)	方法 A: 可获得 0.3% 方法 B: 可获得 0.9%~1.2%	没有具体描述,与方法 B 接近
试验基准	四种基准: 阀点基准、阀回路基准、节流阀基准、负荷基准	方法 A: 阀点基准和负荷基准 方法 B: 负荷基准	负荷基准
测量方法	(1) 重要参数布置双重测点测量 (2) 用可获得的、最新的、精度最高的仪表 (3) 主流量测量推荐用低 β 比喉部取压流量喷嘴,偏差要减小到小于主流量的 0.05% (4) 电功率测量要采用 0.1% 等级仪表	方法 A: 高精度仪表,流量测量采用孔板或喷嘴 方法 B: 采用传统仪表,流量测量采用孔板或喷嘴	与方法 B 接近
试验时间	建议验收试验在机组首次带负荷运行 8 周内进行。 若不能,则通过焓降试验或其他类似试验判断汽轮机性能是否劣化	与 ASME PTC6—1996 标准规定一致	建议验收试验在机组首次带负荷运行 8 周内进行。若不能,则没有具体规定
系统不明泄漏量	小于主蒸汽流量的 0.1%	小于主蒸汽流量的 0.1%	小于主蒸汽流量的 0.3%~0.5%

续表

标准	ASME PTC6—1996	方法 A/方法 B	GB 8117—1987
对标准的评价	ASME PTC6—1996 是目前最严格的试验标准,全面性试验相应的试验费用也较高,可以获得较小的试验不确定度。 采用简化试验方法可降低试验费用,试验精度在可接受的范围	方法 A:可获得与 ASME PTC6—1996 相当的试验不确定度,试验费用也较高 方法 B:可降低试验费用,试验的不确定度相应增大	与方法 B 相当

注 IEC 60953-1:1990 简称方法 A; IEC 60953-2:1990 简称方法 B。

1.1.4.2 不同试验标准的适用性

汽轮机热力性能试验的目的是获取汽轮机组的热力特性,各热力性能试验标准之间的本质区别是所得到的试验结果的不确定度不同。试验不确定度越小,所要求的试验仪表精度越高,对机组热力系统的要求也更高,试验的技术含量也高,整个试验的费用也相应提高。

对于典型化石燃料,一次中间再热循环的汽轮机组,以热耗率表示的试验不确定度,按照 ASME PTC6—1996 规定,进行全面性试验时为 0.25%,简化试验时为 0.34%。按照 IEC 60953-1:1990 进行试验时为 0.3%,按照 IEC 60953-2:1990 进行试验时为 0.9%~1.2%。GB 8117—1987 中没有不确定度评价。

总体上来说,ASME PTC6—1996 中的全面性试验和 IEC 60953-1:1990 标准适用于对试验结果的精度要求较高的性能试验,如汽轮机组的性能验收试验或鉴定试验,其目的是精确获取汽轮机组的热耗率、汽耗率等指标。ASME

PTC6—1996 中的简化试验是在试验精度和试验费用之间的一个合理选择。

IEC 60953-2:1990 试验标准适用于各种类型的汽轮机组,具有可以接受的工业试验精度和较低的试验成本。

1.2 试验测点布置

试验测点布置是汽轮机热力性能试验的基础,是完整、全面、正确地测量汽轮机性能的前提。

根据不同的试验目的,试验测点布置的数量也不相同。全面性试验要求布置的测点较多,重要参数均采用双重测点。简化试验可以适当的减少试验测点的数量。

以目前国产 600MW 亚临界机组全面性热力试验为例,说明试验测点的布置。

1.2.1 试验测点图

600MW 亚临界、中间再热、凝汽式汽轮机全面性热力试验测点布置图如图 16.3-1 所示。

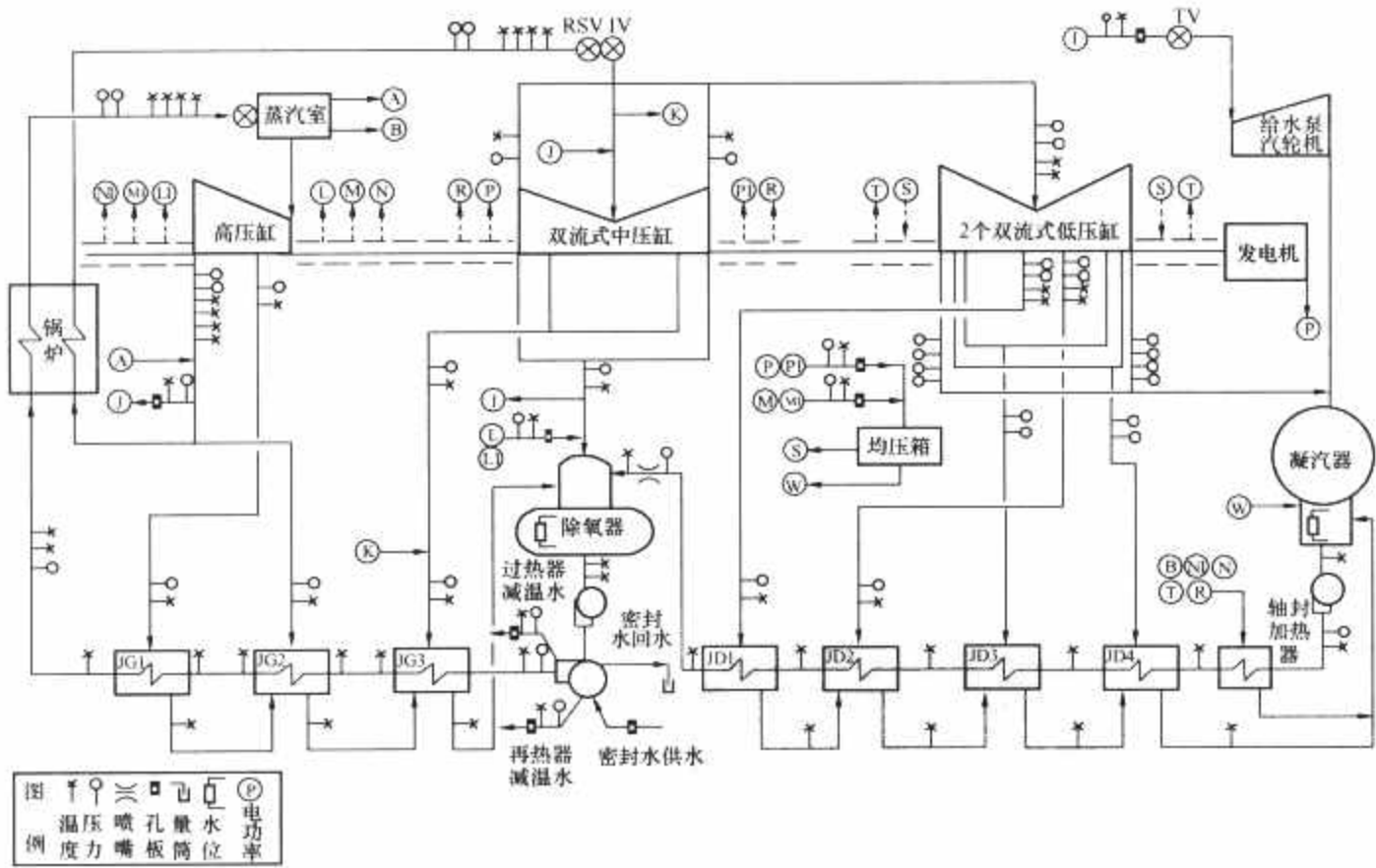


图 16.3-1 600MW 亚临界中间再热凝汽式汽轮机全面性热力试验测点布置图

1.2.2 试验测点说明

汽轮机热力性能试验测点的布置应根据汽轮机设备厂家的保证边界来确定,不同的试验标准对试验测点数目的要求不同。在 ASME PTC6—1996 中规定,对试验结果有重大影响温度,要求双重测量(双测点)。双测点要在大致相同的位置,但不能在同一个套管的两个点测量。双测点测量的温度相差应小于 1°F(0.5℃),偏差大时必须予以处理解决。两点测量的平均值作为工质的温度。按照规程推荐,主蒸汽温度、再热蒸汽温度、高压缸排汽温度、最终给水温度等应

布置双重测点。

对汽轮机低压缸排汽压力的测量,ASME PTC6—1996 推荐在凝汽器喉部加装网笼探头或导流板,每一个排汽通道布置的测点数目不少于 2 个,不多于 8 个。

用于确定工质参数的压力和温度测点应尽量靠近,并且压力测点要求在温度测点上游。

测量工质流量差压时,应同时测量工质的压力和温度。发电机功率在发电机输出端电流互感器、电压互感器的二次侧测量。

1.3 测量仪表

1.3.1 流量测量

1.3.1.1 主流量测量

主流量是指汽轮机热力性能试验流量计算的基准流量,影响性能试验精度的关键流量一般是指最终给水流量、凝结水流量或主蒸汽流量的测量。

不同的标准对主流量测量的要求不同,应按照试验等级的要求来选取主流量,并对主流量的测量予以足够的重视。ASME PTC6—1996 全面性试验推荐安装在低压加热器出口至除氧器入口之间的低压凝结水管道上,采用低 β 比喉部取压长径喷嘴来测量主流量。为消除加热器泄漏、再循环流量的重复测量以及大容量汽轮机中常用 2 列或 3 列加热器的影响,主流量测量装置也可以安装在给水泵下游、高压给水管道上。安装在低压凝结水管道上的测量装置可以采用法兰连接,安装在高压给水管道上的测量装置必须采用焊接式。直接测量高压给水流量可以简化试验测点的布置,节省试验成本,所以在简化试验中一般测量给水流量,但安装在高压给水管道上的焊接式流量测量装置不便于拆装,校验。另外,高压给水压力、温度较高,流量也较大,在校验的时候难以达到接近的雷诺数,在计算流量时流量系数会有较大的外推误差,造成流量测量的不确定度增大。因此,高精度的全面性试验不推荐采用直接测量高压给水流量作为流量基准。

法兰连接的主流量测量装置喉部取压长径喷嘴的结构如图 16.3-2 所示,焊接式主流量测量装置喉部取压长径喷嘴的结构如图 16.3-3 所示。

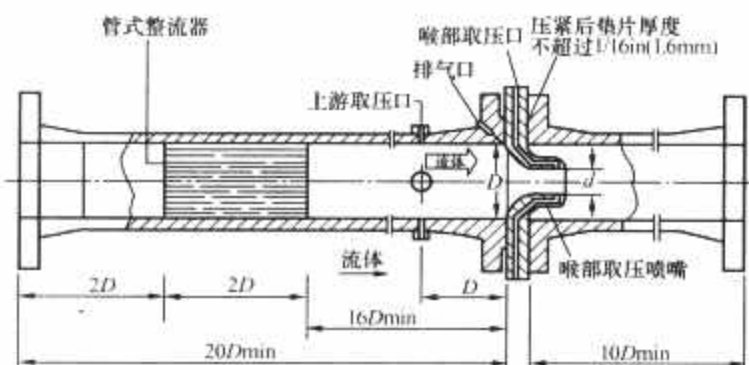


图 16.3-2 法兰连接式的主流量测量装置

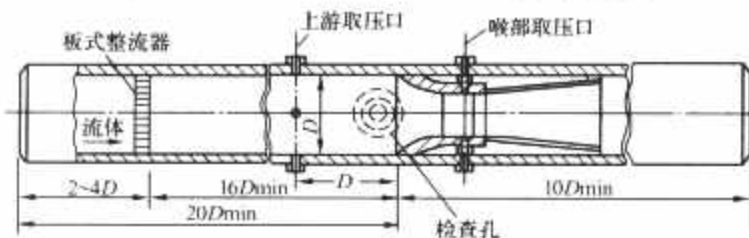


图 16.3-3 焊接式主流量测量装置

建议流量测量装置采用水平安装,配有四对相隔 90° 的取压孔,试验时取其中互成 180° 的两对取压孔,如图 16.3-4 (a) 所示,图 16.3-4 (b) 和图 16.3-4 (c) 也是可以接受的。

流量测量装置要求在标准试验台上进行整体校验。校验

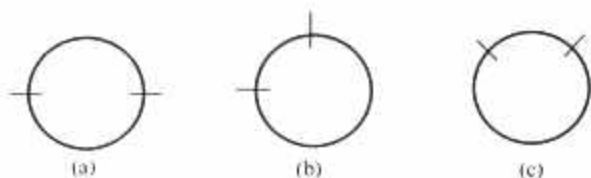


图 16.3-4 主流量测量装置取压孔位置

(a) 互成 180° 的取压孔; (b) 水平与垂直成 90° 的取压孔; (c) 左右各 45° 的取压孔

时,装置的布置、雷诺数、水温和其他流动条件应尽可能接近试验条件,校验至少包含 20 个覆盖大的雷诺数变化范围的可接受的点。校验时采用高精度容积水箱测量流量,用高精度的差压变送器测量差压,高精度的温度传感器测量水温,计算得到流量装置喉部雷诺数和流出系数的对应关系,拟合流出系数与喉部雷诺数的关系曲线。流出系数的参考曲线如图 16.3-5 所示。

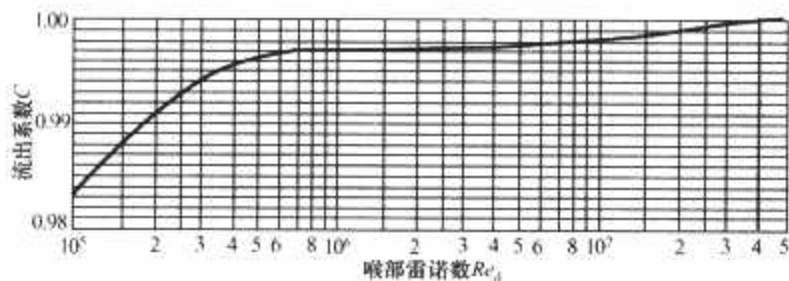


图 16.3-5 主流量测量装置流出系数参考曲线

参考曲线的表达式为

$$C = 1.0054 - 0.185 \times Re_d^{-0.2} \times (1 - 361239/Re_d)^{0.8} \quad (16.3-1)$$

流量装置的校验曲线必须平行与参考曲线,并且与参考曲线的距离在 0.25% 以内,即被校验的流量装置的流出系数为

$$C = C_r - 0.185 \times Re_d^{-0.2} \times (1 - 361239/Re_d)^{0.8} \quad (16.3-2)$$

将各校验点的流出系数和雷诺数代入式 (16.3-2), 分别求出 C_r 值, 若以下三个标准都能满足, 那么认为喷嘴的校验是合格的。

(1) C_r 的平均值必须为 1.0054 ± 0.0025 , 即 $1.0029 \leq C_r \leq 1.0079$ 。

(2) C_r 的值不随 Re_d 的变化而变化。判断的方法是通过方程式 $C_r = a + b \times Re_d$ 进行无约束线性回归(最小平方拟合), 计算出斜率的标准偏差 $s(b)$, 然后用 $b \pm ts(b)$ 来表示 b 的 95% 置信度, 其中 t 是 $n-2$ 自由度学生氏分布值。如果该置信区间包括零, 那么则认为 C_r 不随 Re_d 变化。

(3) C_r 值的 95% 可信度的置信区间不应超过 0.0006 (C_r 平均值 ± 0.0003)。如果目标推荐的 20 个校验点达不到这一点, 那么有必要收集额外的校验点。

以上具体计算及要求详见 ASME PTC6A—2000《Appendix A to PTC6 the test code for steam turbines》。

1.3.1.2 辅助流量测量

汽轮机热力性能试验中,除了主流量外,还有辅助流量需要测量。常用的辅助流量包括:过热器减温水流量,再热器减温水流量,给水泵汽轮机进汽流量,高、中压轴封漏汽流量,高、中压门杆漏汽流量,高、低压加热器疏水流量,给水泵密封水进水流量等。

用孔板和喷嘴测量流量时,需要知道节流件上游的压力、温度和动力黏度。为了避免测量温度对流量测量的扰动,可以用上、下游的压力、温度计算流体的物理性质。

关于流量测量的具体要求参见 GB/T 2624.1~4—2006《用安装在圆形截面管道中的差压装置测量满管流体流量》中的有关内容。

1.3.2 电功率测量

发电机功率测量是汽轮机热力性能试验中的一个重要参数。发电机功率测量应尽可能靠近发电机出口,对于自励磁发电机,发电机功率测量应在励磁机端子下游,如果是静态励磁发电机,励磁功率必须独立测量,发电机功率中必须扣

除励磁功率。

发电机功率可以采用精密的有功功率表或精密的电表测量。

电功率测量可以采用试验专用的电流互感器、电压互感器,也可以采用现场的互感器,试验各方应在试验前就互感器精度等级及标定协商一致。

除发电机功率外,其他辅机电功率可以用上述发电机功率测量方法进行测量,也可以利用现场电表测量。

1.3.3 压力(差压)测量

压力测量常用的仪表是压力变送器和弹簧管压力表。

随着测量技术的发展,无论是表压(超临界或亚临界压力)或绝对压力(真空)均可以采用变送器测量,变送器分模拟量输出和数字量输出两种类型,模拟量输出的变送器较为普遍,输出4~20mA的电流信号,精度等级可以达到0.1%或更高。

测量压力信号时,根据测量的压力值选择量程合适的变送器,一般应使测量值处于变送器满量程的1/2~2/3为好。

压力测量取压孔必须与介质流动方向正交,取压孔内边沿应是尖锐直角,无倒刺,取压孔内径一般取8~12mm。另外,取压口应避开阀门、三通、弯头等局部阻力对压力测量的影响,压力应在温度测点的上游,以避免温度套管对压力测量的影响。

取压孔和仪表之间的连接管称为传压管。为便于隔离,在靠近取压孔和测压仪表处的传压管上安装一次门和二次门。

对于低于大气压力的压力测量,压力表计和传压管应装在取压口的上方。应选择管径较大的传压管,传压管应连续向上倾斜,避免管内凝结水的积蓄。

对于汽轮机排汽压力的测量,ASME PTC6—1996推荐取压口设在排汽通道内,并且要求加装网笼探头或导流板。排汽压力表的取压口应分布于整个排汽通道截面且尽可能处于每一等分面积的中心。

1.3.4 温度测量

汽轮机热力性能试验中温度测量采用接触式元件,常用的接触式测温元件种类有热电偶、热电阻和水银温度计。

热力性能试验中普遍采用E型分度和J型分度热电偶以及Pt100铂电阻。热电偶和热电阻输出的是毫伏电压信号和电阻信号。

热电偶或热电阻为接触式测量元件,其与测量介质之间还必须加装温度保护套管。温度保护套管必须安装在能够很好的受到流体冲刷的部位,才能确保感温元件感受到的温度与流体温度一致。温度保护套管长度应根据管道直径来选取,一般不小于管径的1/4,也不应超过管径的3/4,温度保护套管的插入深度应不小于75mm。对于管径小于100mm的管道,为满足这些要求,其温度保护套管应在弯头或三通处沿轴向插入管中。

温度套管内应保持干燥、光洁无杂物,使用时将测温元件插入温度套管并适当固定、保温,使其紧密接触。

1.3.5 数据采集装置

汽轮机热力性能试验中要求连续记录大量的各项参数。随着电子技术的发展,汽轮机热力性能试验中普遍采用数据采集装置来自动记录、存储试验数据。

目前使用较为广泛的是分散式数据采集装置和全数字式数据采集装置。

分散式数据采集系统每个通道都有各自的采样保持器、模数转换器和数字式数据处理器。各参数的模拟信号在通道内被转化成数字信号,然后依次经过数字多路器输出。分散

式数据采集装置具有组成灵活、易于维护、系统可靠的优点,得到广泛的应用。常用的数据采集装置是英国输力强(Solartron)公司生产的IMP数据采集板组成的S网络。

全数字式数据采集装置要和相应的数字式变送器相结合,较为典型的是现场总线数据采集装置配智能型数字式变送器,该采集装置可以由多路总线构成,每路总线可连接数台数字式(温度、压力或差压)变送器,最终通过以太网实现数据的逻辑编码传输,传输过程全部为数字信号,没有模拟量(电压或电流)的损耗或干扰。

1.3.6 其他测量

汽轮机热力性能试验除了测量压力、温度、流量、功率等一些重要参数外,还有其他一些参数需要测量,如水位、明漏量、时间、转速、蒸汽湿度(核电汽轮机)等。这些参数的测量方法,各方应在试验前达成一致意见。

1.3.7 测量仪表的校验

汽轮机热力性能试验要求试验前对试验仪表进行校验,校验合格后方可使用。若有必要,试验后对仪表进行复校。校验要在法定的计量单位或计量传递机构进行。选用的仪表应附有校验报告和校验数据,作为测量值进行仪表修正的依据。

1.4 试验结果及修正

1.4.1 试验实施

1.4.1.1 试验项目的确定

汽轮机热力性能试验应根据有关商务合同确定试验项目,一般验收试验的考核指标是汽轮机的热耗率、出力、各缸的效率等。汽轮机的热耗率反映汽轮机整体热力性能的完善程度,包括汽轮机本体和回热系统。汽轮机出力反映汽轮机的做功能力。可针对不同的目标确定相应的试验项目。

验收试验项目一般包括热耗率验收工况(THA)、能力工况出力(铭牌出力或夏季工况出力)(TRL)、最大连续出力(TMCR)、阀全开(VWO或通流能力)、高压加热器切除工况下的出力、凝汽器单侧运行时的出力、部分常用负荷下的热耗率。对通流改造的汽轮机一般需要增加各缸效率或通流效率的测试。

根据各方认可的试验项目一般还应该事先约定试验的基准,试验基准表示了试验结果与保证值的比较方法。ASME PTC6—1996提供了几种试验基准,包括:阀点基准、阀回路基准、节流基准和负荷基准。试验基准要求各方在试验前达成一致。

1.4.1.2 试验标准的确定

应根据试验目的和项目,结合各方的意见,确定试验标准。

1.4.1.3 试验测点的布置、安装

在汽轮机热力性能试验项目确定后,应根据试验要求的测试项目和制造厂保证范围或试验边界来布置汽轮机热力性能试验测点。

对新建汽轮机的试验测点应在机组系统设计阶段就予以考虑,并在机组安装阶段与运行测点一起安装。对通流改造机组的性能试验测点应在机组大修改造期间进行改造和加装。

1.4.1.4 试验大纲的编写和审核

汽轮机热力性能试验大纲的内容包括:试验项目、试验标准、试验测点布置或测点清单、试验测试方法、试验仪表、试验实施步骤或要求(试验系统隔离要求和隔离清单)、试验数据的要求、试验结果计算、试验结果修正、试验结果与保证值的比较、试验不确定度的预评估等。

根据试验前检查情况，结合试验各方的意见对试验大纲进行审核和修订。

1.4.1.5 试验的组织

为了保证汽轮机热力性能试验的顺利实施，必须成立试验领导小组，对试验各阶段的组织分工作出明确的规定。领导小组一般由电厂技术负责人担任组长，试验单位项目负责人、制造厂代表担任试验技术负责人，组员由试验参加人员组成。

试验组织分工见表 16.3-2。

表 16.3-2 试验组织分工

部 门	人 员	职责分工
领导小组组长	电厂负责人或技术负责人	负责整个试验的指挥和协调
领导小组副组长	试验单位项目负责人或制造厂代表	试验技术指导，协助负责人指挥、协调试验
试验方	试验单位成员	试验仪表的安装、调试，试验工况的确认，试验数据的采集、处理，试验结果计算，试验报告编写
制造厂	试验参加人	试验中汽轮机设备有关问题的解释和试验运行工况调整的指导
运行人员	-	试验系统的隔离，试验工况的调整和保持
电厂检修人员	-	试验仪表的安装，泄漏阀门的处理，损坏设备的更换
监督方	-	试验过程的监督

1.4.2 试验结果

1.4.2.1 试验数据的处理

- (1) 试验数据有效性的判断。
- (2) 试验有效时间段的选取（必须选取一段相对稳定、连续的时间段来计算试验结果）。
- (3) 数据处理，每一工况的试验数据经“数据处理软件”进行处理，包括平均值计算、仪表校验值修正计算，相对压力的测量值还需要进行仪表零位、水柱高差、大气压力等的修正，差压测量值也要进行仪表零位修正。
- (4) 同一参数多重测点的测量值取算术平均值。
- (5) 人工记录各贮水容器水位变化量，并根据容器尺寸、记录时间和介质密度将其换算成当量流量。

1.4.2.2 试验结果的计算

(1) 流量计算。主凝结水流量计算式为

$$F_{cw} = \alpha C \epsilon d^2 \sqrt{\frac{\Delta p \rho}{1 - \beta^4}} \tag{16.3-3}$$

式中： F_{cw} 为主凝结水流量，kg/s； C 为喷嘴流出系数（经校验得到）； β 为工作状态下喷嘴喉部直径 d 与管道内径 D 之比； ϵ 为工作介质流过节流装置时的膨胀系数； d 为工作状态下喷嘴直径，m； Δp 为喷嘴前后实测差压，Pa； ρ 为工作介质密度，kg/m³。

(2) 热耗率计算。热耗率是指汽轮发电机组生产每千瓦时的电能所消耗的热量，可用下式表示为

热耗率 = $\frac{\text{进入汽轮机系统的总热量} - \text{离开汽轮机系统的总热量}}{\text{发电机输出功率}}$

对于再热回热式汽轮机，热耗率的计算公式表述为

$$HR = \frac{D_{ms}(h_{ms} - h_{fw}) + D_{ch}(h_{hh} - h_{ch}) + D_{thsp}(h_{hh} - h_{thsp}) + D_{shsp}(h_{fw} - h_{shsp})}{P} \tag{16.3-4}$$

式中： D_{ms} 为主蒸汽流量，由实测的主凝结水流量经除氧器 and 高压加热器热平衡计算出高压加热器出口给水流量得出，kg/h； h_{ms} 为主蒸汽焓，kJ/kg； h_{fw} 为主给水焓，kJ/kg； D_{ch} 为冷再热流量，kg/h； h_{hh} 为热再热焓，kJ/kg； h_{ch} 为冷再热焓，kJ/kg； D_{shsp} 为过热减温水流量，kg/h； h_{shsp} 为过热减温水焓，kJ/kg； D_{thsp} 为再热减温水流量，kg/h； h_{thsp} 为再热减温水焓，kJ/kg； P 为发电机输出功率（静态励磁时应当扣除励磁功率），kW。

考虑到给水泵的驱动方式，热耗率有毛热耗和净热耗之分：

对于电动给水泵

毛热耗 = 输入热量 / 发电机输出功率

净热耗 = 输入热量 / (发电机输出功率 - 电动给水泵的功率)

对于汽动给水泵

毛热耗 = 输入热量 / (发电机输出功率 + 小汽轮机的输出功率)

净热耗 = 输入热量 / 发电机输出功率

(3) 汽轮发电机组热效率(η_d)计算

$$\eta_d = \frac{3600}{HR} (\%) \tag{16.3-5}$$

(4) 汽耗率(d_0)计算。汽轮发电机的汽耗率定义为汽轮机的进汽量与电功率之比，计算式为

$$d_0 = \frac{F_{ms}}{P} \text{ (kg/kWh)} \tag{16.3-6}$$

(5) 缸效率和通流效率的计算。缸效率是表述汽轮机性能的一个重要指标，反映汽轮机能量转化的能力。对工作在过热区的汽轮机，缸效率用汽轮机进出口的蒸汽压力和温度来计算。通流效率是由扣除阀门压损的进口参数计算得到的（见图 16.3-6）。

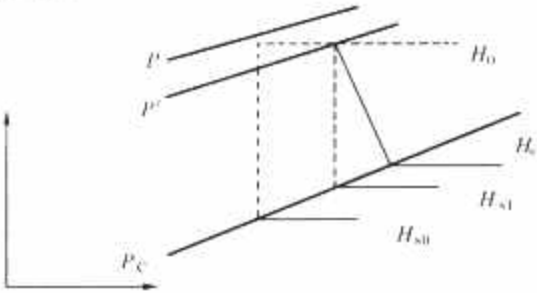


图 16.3-6 通流效率计算

缸效率为

$$\eta_0 = \frac{H_0 - H_c}{H_0 - H_{s0}} \tag{16.3-7}$$

通流效率为

$$\eta_i = \frac{H_0 - H_c}{H_0 - H_{s1}} \tag{16.3-8}$$

1.4.3 试验结果的修正

汽轮机热力性能试验得到的试验热耗率是指在试验循环状态和参数条件下汽轮机的热力状态，要得到规定循环下汽轮机的状况，还需要将试验热耗率修正到设计规定循环和设计参数下，才能与设计值（或保证值）相比较。原则上，试验工况与规定工况的任何偏差都应当予以修正，修正可以采用计算修正或修正系数、修正曲线进行。试验前各方必须对试验修正项目、修正方法以及修正曲线达成协议。

ASME PTC6—1996 将修正计算分为第一类修正和第二类修正，其中第一类修正是指系统修正，是对试验循环和规定循环之间的偏差进行修正，包括影响给水加热系统的主要参数的修正，还包括发电机运行参数的修正。第二类是指参

数修正, 是对影响汽轮机性能的主要参数的修正。

第一类修正项目包括: 水加热器端差、水加热器疏水冷却段端差、抽汽管道压损、系统贮水量变化、凝结水泵和给水泵的焓升、凝汽器中凝结水过冷度、补给水量、控制蒸汽温度用的减温水、功率因数、发电机电压、发电机氢压、转速。

第一类修正可以采用热平衡计算或查图表的方法进行。一般是将试验循环修正到规定循环。对于全面性试验, 采用修正计算将试验循环修正到规定循环, 方法是用试验时的汽轮机效率和试验时的轴封漏汽量以及设计规定的循环参数, 计算出一个“修正的试验”循环, 并将该循环与规定循环相比较。对于简化试验, 第一类修正是采用查修正曲线的方法来进行一类修正的。

简化试验的第一类修正项目包括: 最后一级加热器端差和抽汽管道压损引起的最终给水温度变化; 辅助抽汽流量(给水泵汽轮机抽汽或工业抽汽); 再热器减温水流量、过热器减温水流量、凝汽器过冷度、补充水流量、发电机功率因数等。

第二类修正项目包括: 汽轮机主蒸汽压力; 汽轮机主蒸汽温度; 汽轮机热再热蒸汽温度; 再热器压降; 汽轮机排汽压力(或循环水入口温度, 根据汽轮机厂家的保证范围不同来选取)。

第二类修正利用制造厂提供的修正曲线或查图表进行修正。

1.4.4 试验报告的编写

试验报告是对整个试验过程的总结, 试验报告须包含以下内容:

(1) 试验概要。电厂名称(业主)、汽轮机铭牌及机组其他设备情况、机组投运以来的运行概况、试验前的协定、试验目的、试验日期、试验结果和结论概要(最好包含试验结果的不确定度分析)。

(2) 制造厂的保证值和热平衡图。

(3) 标有试验数据的热平衡图。

(4) 试验详述。试验仪表情况、流量测量方法(包括主流量和辅助流量)、发电机功率测试方法、试验过程、试验工况安排、汽轮机热耗率和汽耗率、汽轮机各缸效率、汽轮

机装置效率、给水加热器性能。

(5) 修正到规定运行条件下汽轮机的性能数据表。主蒸汽流量、发电机出力、试验热耗率或汽耗率、试验汽轮机装置效率、修正后热耗率或汽耗率、修正后汽轮机总效率、与规定性能的偏差、其他有关数据。

(6) 关系图表。热耗率与出力的关系、汽耗率与出力的关系、级压力与主蒸汽流量关系、汽轮机各缸效率、轴封漏汽量与主蒸汽流量的关系、由试验获得的修正曲线、流量测量装置安装位置、汽封系统详细情况和其他有关细节的流程图。

(7) 用于修正出力、热耗率的全部修正曲线。

(8) 试验原始记录汇总。

(9) 有关性能试验的会议纪要。

(10) 计算过程的全部数据。

(11) 试验结果讨论。

1.5 振动及噪声测量

1.5.1 汽轮机组振动测试

汽轮机组振动水平是直接反映汽轮机安全运行的重要指标之一, 机组振动数据是机组投入运行后必须测量的基础数据。对于新投入运行的机组, 主要测试项目包括: 低转速时的振动, 各临界转速的实测数据和通过临界转速时的最大振动数据, 额定转速时的振动数据, 满负荷时的振动数据等。振动数据包括: 机组的每一个轴承的三个方向的振幅和相位, 以及轴振的振幅和相位。

1.5.1.1 试验依据

汽轮机轴系振动测试一般按照 GB/T 6075.2—2007《在非旋转部件上测量和评价机器的机械振动 第2部分: 50MW 以上, 额定转速 1500r/min、1800r/min、3000r/min、3600r/min 陆地安装的汽轮机和发电机》和 GB/T 11348.2—2007 等标准进行。

试验测试一般还要参照汽轮机厂家在有关技术协议中的保证值。

1.5.1.2 试验测点

对于汽轮发电机组, 转轴振动测点采用 TSI 系统的轴振测点, 见示意图 16.3-7 (某 600MW 机组轴系示意图)。



图 16.3-7 轴系结构示意图

测量各轴承转轴振动的涡流传感器的安装按照 GB/T 11348.2—2007《旋转机械转轴径向振动的测量和评定 第2部分: 50MW 以上, 额定转速 1500r/min、1800r/min、3000r/min、3600r/min 陆地安装的汽轮机和发电机》执行。

测量各轴承座振动的速度传感器的布置按照 GB/T 6075.1—1999《在非旋转部件上测量和评价机器的机械振动 第1部分: 总则》进行, 即垂直方向是指轴承座上方正中垂直方向, 水平方向是指轴承座中分面正中水平方向, 轴向是指轴承座中分面(左或右)轴向方向, 见示意图 16.3-8。

1.5.1.3 试验仪表

测量转子振动的传感器一般采用随机配置的 TSI 系统的传感器, 测量轴瓦振动的传感器采用速度传感器。这些传

感器的工作频率范围应覆盖振动评价所有主要分量的频率, 即测量系统的频率范围轴振动在 1~2000Hz, 轴承座振动在 10~1000Hz。

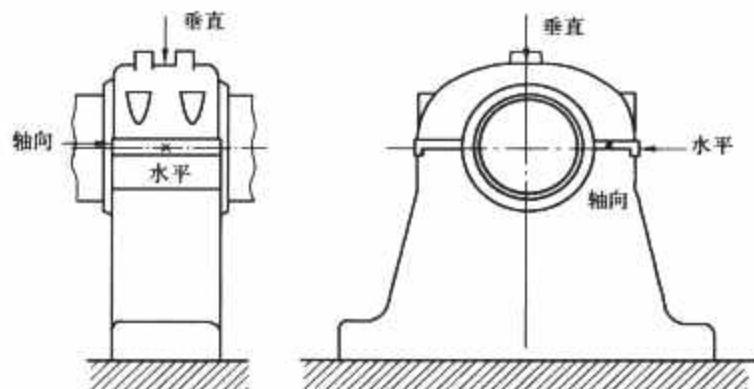


图 16.3-8 轴承座测点布置示意图

在转子振动的测量中,一次仪表采用随机配置的 TSI 系统的传感器,二次仪表采用便携式振动表,或者振动数据采集和分析系统,也可以采用随机配置的振动监测故障诊断装置,从中读出振动位移的峰峰值。

在轴承座振动测试中,一次仪表采用速度传感器;二次仪表采用便携振动表,从中可以读出振动位移的峰—峰值。

振动试验前,所有进行轴振动和轴承座振动测量的一次仪表和二次仪表应标定合格,TSI 系统必须提供可靠的键相信号。

1.5.1.4 试验结果及评价

根据实测的机组振动数据,按照相关标准或参考技术协议,对机组的振动水平作出评价,并出具相应的测试报告。

1.5.2 汽轮机组噪声测试

1.5.2.1 试验标准

(1) GB 7441—1987《电站汽轮发电机组噪声测量方法》。

(2)《火电机组启动验收性能试验导则》(原电力工业部 1998 年版)。

(3) DL 5053—1996《火力发电厂劳动安全和工业卫生设计规程》。

1.5.2.2 试验测点

噪声测量的基准体由包括汽轮发电机组各单元(如汽轮机的高压缸、中压缸、低压缸、联轴节及发电机等)的串联最小矩形六面体组成。测量表面平行于基准面,与基准面距离为 1m。测点布置在测量表面上,水平高度为距汽轮机运行层的地面 1.2m 处,测点位置如图 16.3-9 所示。

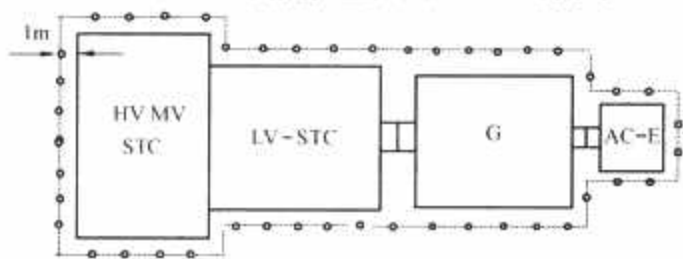


图 16.3-9 汽轮发电机组噪声测试测点布置示意图

1.5.2.3 试验仪表

噪声声压级测量使用精密声压级计。

1.5.2.4 试验方法

测量时,选用声级计时间计权特性的“慢”挡,频率计权特性的“A”挡,在规定的测点上读取被测设备运行时的 A 计权声压级。

1.5.2.5 测试结果计算

测量表面 A 计权平均声压级 \bar{L}_{PA} 由下式计算

$$\bar{L}_{PA} = 10 \lg \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0.1 L_{PAi}} \right) - K \quad (16.3-9)$$

式中: L_{PAi} 为经背景噪声修正后的第 i 个测点的 A 计权声压级, dB; N 为测点总数; K 为环境修正值, dB。

1.5.2.6 试验结果及评价

根据实测的机组噪声数据,按照相关标准或参考技术协议,对机组的噪声水平作出评价,并出具相应的测试报告。

2 锅炉性能试验

锅炉性能试验通常包括新投产机组锅炉性能考核试验,达标验收试验以及锅炉大修前、后热力试验等。

新机组锅炉的性能考核试验是考核锅炉设备合同中有关的技术性能指标能否达到设备厂商的保证值。

锅炉达标验收试验是检验新投产机组能否满足《火电机组启动验收性能试验导则》的有关技术要求。

锅炉大修前、后热力试验是为了解锅炉及其主要辅机运行性能和存在问题,为大修工作提供技术参考;检验锅炉大修效果,确定锅炉检修质量,对机组大修工作作出评价。

本节重点介绍锅炉性能试验遵循的试验规程及其试验方法、试验项目、试验测点布置、试验测量仪表以及测量项目。

2.1 试验规程及其方法

目前世界各国大都颁布和制定了自己国家采用的试验标准,如德国 DIN 标准、日本 JIS 标准、美国 ASME 标准及我国的国家标准等。目前我国新建机组锅炉性能试验绝大部分采用美国 ASME 标准和我国国家标准,主要试验标准包括 ASME PTC4.1—1973《锅炉机组性能试验规程》、ASME PTC4.3—1974《空气预热器试验规程》、ASME PTC4.2—1969《磨煤机试验规程》、GB/T 10184—1988《电站锅炉性能试验规程》、DL/T 467—2004《电站磨煤机及制粉系统性能试验》、GB 13223—2003《火电厂大气污染物排放标准》、DL/T 414—2004《火电厂环境监测技术规范》等。

在众多标准中,美国 ASME PTC4.1—1973 使用最为广泛,对我国从国外技术引进制造的大部分电站锅炉,一般热力试验都采用该标准。试验标准本身无优劣之分,标准的选择主要依据设备本身的设计依据及业主和设备供应商协商的结果,一般在商务合同和设备技术合同中均已明确。

2.2 试验测点布置及安装

测点的布置和安装是顺利完成锅炉性能试验的重要环节。通常锅炉性能试验测点包括原煤取样、飞灰取样、炉底大渣取样、烟气取样、烟气温度、空气预热器进口空气温度、空气预热器进出口烟风道压力,以及汽水系统压力等,如图 16.3-10 所示。

飞灰取样、烟气取样、烟气温度和空气预热器进口空气温度测量采用网格法,测点总数为测孔数与每个测孔内沿烟风道深度方向测点数的乘积。

2.2.1 原煤取样测点

原煤取样应在运动中的原煤流中取样,原煤取样测点位置一般布置在给煤机进口落煤管上。如果是直吹式制粉系统,应注意的是,取样测点位置最好距给煤机 1.5m,否则,在取样时给煤机内正压会使煤粒喷出,不易取样。如果给煤机落煤管上安装不便也可在输煤皮带上取样,但输煤皮带上取样受到上煤时间的限制,需事先与上煤运行人员联系,掌握好时间,以保证所取得的样品具有代表性。

2.2.2 炉底大渣取样测点

大渣取样的位置视炉底结构和排渣装置不同而定,对于连续排渣锅炉,试验期间在捞渣机出口,用铁锹(或铲)取样;对于定期排渣锅炉,在试验结束后,在渣池旁,用专用容器(如塑料水桶)从排渣管口取样。

2.2.3 飞灰取样测孔

飞灰取样测孔通常布置在空气预热器出口处的垂直烟道上。如现场条件不具备,应尽可能在烟道气流稳定且取样截面前后有较长的直段处。

根据 ASME PTC4.1 规定,两个测孔的距离不超过 0.9m (3ft),测孔的数量应根据烟道尺寸确定。

GB/T 10184—1988 规定,矩形烟道截面边长 $L(B)$ 与测

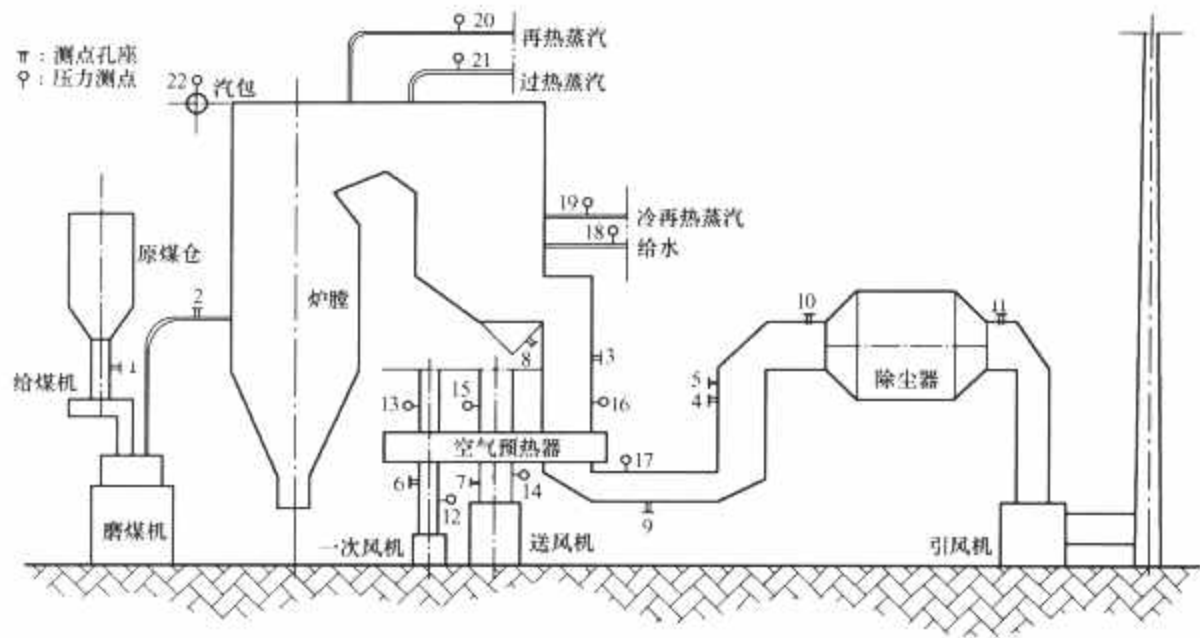


图 16.3-10 锅炉热力性能试验测点

孔数 N 的规定见表 16.3-3。

表 16.3-3 测孔数量与烟道边长的关系				
边长 L (mm)	≤ 500	500~1000	1000~1500	> 1500
测孔数量 N	3	4	5	L 每增长 500, 取 样孔数 N 增加 1

对较大的烟道截面,可适当减少 N 值,但每两个测孔的距离应不超过 1m。

对于特大的矩形烟道,由于受飞灰取样枪长度限制,可在 1 个烟道相对两侧对称布置测孔。

2.2.4 烟气取样测孔

烟气取样测孔分别布置在空气预热器进、出口烟道,测孔数的确定原则与飞灰取样相同。如果烟道深度超过 4m,可在 1 个烟道相对两侧对称布置取样测孔。

2.2.5 烟气温度测孔

烟气温度测孔与烟气取样共用同一测孔。

2.2.6 空气预热器进口风温测点

布置空气预热器进口风温测点是针对采用美国 ASME PTC4.1—1973 进行锅炉效率计算的锅炉,采用 GB/T 10184—1988 进行锅炉效率计算的锅炉无需加装此测点。空气预热器进口风温测点分别布置在空气预热器进口一次风道和二次风道上,测孔数的确定原则与飞灰取样相同。

2.2.7 烟风道压力测点

为了测量空气预热器烟风道压降,需要在空气预热器进出口处分别安装烟风道压力测点,测量空气预热器进出口烟风道内静压,静压测点应尽可能在内表面平整的烟风道直段上垂直开孔,附近不应存在挡板、弯头等阻力部件及涡流区。

2.2.8 煤粉取样测点

对于直吹式制粉系统,煤粉取样采用等速取样,取样点上游侧距局部阻力件(弯头、收缩管、挡板、扩散管等)直管段长度应不小于风道当量直径的 10 倍,下游侧直管段长度不小于风道当量直径的 3 倍。如满足不了直管段要求,同一圆截面上开孔数应设置 3 个孔(互成 120°)。同一截面取样点的划分可以按照等环面积的原理进行。取样时每个等环面中心抽样时间需相等。

对于中间储仓式制粉系统,在煤粉仓的进口处取样,采用套筒式取样管,通常取样位置处于负压下,取样器应配备

有盖子等密封装置。

2.2.9 汽水系统压力测点

汽水系统的压力测点选材为标准件,其材料的选取和安装与运行测点完全一样,汽水系统压力测点安装应注意水平传压管段要有 1m 的长度,使传压管内介质能够得以冷却,特别是对于测量介质为蒸汽的系统,应保证水平传压管段后管内介质是水。

2.3 试验测量仪表

试验前,主要一次元件及仪表需按规定进行校验或标定。主要参量的监测仪表应具备法定计量部门出具的校验合格证(或校验印记)。该计量部门应具有与试验规格相适应的等级。测试所用仪表和测量误差可按相关标准确定,测试也可采用试验各方事先协商约定的仪表。

2.3.1 温度测量仪表

温度测量仪表见表 16.3-4。

2.3.2 压力测量仪表

压力测量仪表见表 16.3-5。

表 16.3-4 温度测量仪表		
名 称	测量对象	测量范围 (°C)
实验用玻璃水银温度计	小容量电站锅炉中蒸汽、给水及烟温	0~500
热电偶温度计	水及蒸汽、燃油、燃气、空气、烟气等	200~1800
热电阻温度计	水及蒸汽、燃油、燃气、空气、烟气等,常用于运行控制仪表和固定监测点	-50~+500
干、湿球温度计	空气	大气温度

表 16.3-5 压力测量仪表			
名 称	测量对象	测量范围 (MPa)	备 注
一般压力表	蒸汽、水	0~40	使用环境温度为一40~+60℃
精密压力表	蒸汽、水	0~40	使用环境温度为10~30℃
静重式压力表	蒸汽、水	—	—

续表

名 称	测量对象	测量范围 (MPa)	备 注
U形管 压力计	烟风系统压力、压差	-0.1~ +0.1	可作校验流量 计的标准压差计
单管压力计	烟风系统压力、压差	-0.2~ +0.2	
倾斜管式 微压计	烟风系统压力、压差	-0.002~ +0.002	
水银压力计	大气压力	-0.1~ +0.1	
膜式压力计	大气压力及对膜片不起 作用的气体微压和负压	0~0.01	压力变送
波纹管 压力计	烟风系统压力、 差压、负压		灵敏度较高， 能直接指使和 记录
电接点 压力计	烟风系统压力、 差压、负压	-0.2~ +0.2	

2.3.3 流量测量仪表

流量测量仪表见表 16.3-6。

2.3.4 烟气成分分析测量仪表

烟气成分分析仪见表 16.3-7。

2.3.5 燃料和灰渣分析

燃料和灰渣分析可委托与试验规格相适应等级的实验室化验。化验项目为燃料的元素分析、工业分析以及灰、渣的可燃物含量等。

表 16.3-6 流量测量仪表

名 称	测量对象	备 注
称重法：称重箱	水	—
容积法：容积箱	水	—
节流法：孔板或喷嘴	水和蒸汽	—
标准动压测 定管（皮托管）	空气或含尘浓度不大 的气流	可不标定
笛型管、文丘里、机翼型 测量装置	空气或含尘浓度不大 的气流	逐根标定
吸气式动压测定管	含尘浓度高的气流	逐根标定
遮板式动压测定管	含尘浓度高的气流	逐根标定
靠背式动压测定管	含尘浓度高的气流	逐根标定

表 16.3-7 烟气成分仪表

烟气 成分	可选择的仪表	备 注
O ₂	顺磁式氧量分析仪 氧化锆氧量分析仪	
CO ₂	二氧化碳分析仪 不分光红外分析仪(2mg/m ³ 以上) 气相色谱仪	
CO	气相色谱仪 不分光一氧化碳红外分析仪(2mg/m ³ 以上) 红外分光光度计(1mg/m ³ 以上)	
NO	化学发光(0.1~13 390mg/m ³ 、0.1~205 400mg/m ³) 氮氧化物分析仪(0~8mg/m ³) 电化膜扩散(0~6695mg/m ³) 非扩散紫外线吸收(0~4100mg/m ³)	

续表

烟气 成分	可选择的仪表	备 注
SO ₂	非扩散红外线吸收(0~2860mg/m ³) 电化膜扩散(0~14 300mg/m ³) 电解滴定 化学荧光(0.2~35 700mg/m ³) 紫外线脉冲荧光(≥3mg/m ³)	
H ₂	色谱仪	燃煤锅炉通 常无需测量
CH ₄	色谱仪	燃煤锅炉通 常无需测量

2.4 试验项目及实施

煤粉锅炉性能试验项目通常包括：

- (1) 锅炉效率。
- (2) 锅炉最大连续出力。
- (3) 锅炉额定出力。
- (4) 锅炉无油助燃最低稳燃负荷。
- (5) 空气预热器漏风。
- (6) 省煤器、再热器和过热器压降。
- (7) 保证额定蒸汽温度的负荷范围。
- (8) 污染物 SO₂、NO_x 排放浓度。
- (9) 辅机电耗。
- (10) 磨煤机出力和磨煤单耗。
- (11) 烟风系统压降。
- (12) 过热器和再热器减温水量。

对于循环流化床锅炉，除了以上项目（没有磨煤机出力和磨煤单耗试验），通常还包括脱硫效率。

2.4.1 锅炉效率

锅炉效率计算，各国标准的原理都是能量平衡理论，均采用输入输出法（正平衡法）和热损失法（反平衡法），电站锅炉热力试验采用热损失法。我国国家标准 GB/T 10184—1988 与美国 ASME 标准 ASME PTC4.1—1973 效率计算的主要差别有以下几点。

(1) 基准温度。基准温度是计算锅炉各项输入和损失热量时规定的一个能量起算点。对于基准温度的选取，GB/T 10184—1988 确定为送风机进口空气温度，也即环境温度；ASME PTC4.1—1973 确定为空气预热器进口空气温度。基准温度也不限于取上述温度。一般在合同技术附件、效率保证条件中规定有基准温度的确定值，当试验的基准温度偏离保证条件中的规定值时，试验的结果要对此进行修正。

(2) 燃料发热量。燃料发热量有高位发热量和低位发热量，GB/T 10184—1988 标准采用低位发热量计算锅炉效率，ASME PTC4.1—1973 中采用高位发热量计算锅炉效率。

高位发热量和低位发热量间的差别仅在于燃料水分的汽化潜热，即 $25.2 \times (9H_{ar} + W_{ar}) \text{ kJ/kg}$ 。在锅炉燃烧与换热的整个过程中，汽化潜热是不被利用的。实际应用中，采用高位发热量或低位发热量，应依据设备商务合同确定。目前，绝大部分合同中规定锅炉效率的计算采用 ASME PTC4.1—1973，同时要求采用低位发热量作为输入热量，对于这种情况，可以通过按照高位发热量计算的锅炉效率乘以煤的高位热值，除以低位热值来实现；也可以在有关的热损失项目中将高位发热量换为低位发热量、饱和水焓换为饱和蒸汽焓即可。

(3) 烟气量计算。在计算烟气和空气量时，两个标准采用了不同的方法，但均对未燃尽炭的热损失作了考虑。

ASME PTC4.1—1973的方法是采用烟气分析的结果,即通过烟气中的 CO_2 、 O_2 、 N_2 、 CO 来计算所需干空气量和烟气体积;GB/T 10184—1988的方法则是采用煤的元素分析结果来计算需要的空气量和产生的烟气体积。

(4) 烟气比热容。ASME PTC4.1—1973规定按燃料的C/H比及烟气温度查曲线图而得烟气比热容;GB/T 10184—1988中用查表求得烟气比热容或取其为定值 $1.38\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ 。

(5) 散热损失。散热损失具有影响因素多、测量困难、数值较小的特点,两个标准的处理方法如下:ASME PTC4.1—1973采用ABMA辐射损失曲线;GB/T 10184—1988中采用我国自己的科研成果,即原西安热工研究所经过实测、分析和整理的散热损失曲线。

(6) 灰渣物理热损失。灰渣物理热损失计算中的主要差别为:灰渣温度的确定和灰渣的比热容值。GB/T 10184—1988中是按温度计算,对煤粉炉GB/T 10184—1988取炉渣温度为 800°C ,飞灰温度同排烟温度,炉渣及飞灰的比热容按表查取;ASME PTC4.1—1973将炉渣和飞灰比热容取为常数。实际使用中,基本不考虑此项损失。

通常锅炉效率试验的主要测量项目包括燃料发热量、工业分析及元素分析,烟气成分分析,烟气温度,大气压力、大气温度及相对湿度,空气预热器进口空气温度,灰渣分配比例及可燃物含量等。

(1) 原煤取样。原煤取样测点布置在给煤机落煤管上时,每台磨煤机每30min取样1次,每次取样约2kg,取样时间与锅炉试验工况有效时间相对应;在给煤皮带上取样时,上煤期间每10min取样1次,每次取样约2kg,采样开始和结束的时间应视燃料从采样点到送入炉膛所需的时间适当提前,以保证样品能代表试验期间所用燃料。

取样结束后,将所有样品根据试验的性质,用“四分法”混合缩分为2~4份,每份约为10kg,并贴好标签。采集的煤样应立即密封保存,缩制煤样应尽快进行,以防水分蒸发。原煤化验内容包括工业分析、元素分析及发热量。

(2) 飞灰取样。在空气预热器出口飞灰取样测点用飞灰取样装置等速取样,取样装置包括取样枪、过滤筒、U形管压力计、橡胶管及抽气器等。

飞灰取样采用零压等速法,取样有效时间与锅炉试验工况时间相等。

等速飞灰样品的缩制程序同原煤样品完全一样,化验内容为灰中可燃物含量。

对于一般性试验,若采用固定式取样装置,应在整个试验期间连续取样。

(3) 炉底大渣取样。对于连续排渣系统,在出渣刮板上取样,每15min取样1次;对于定期排渣系统,在试验结束后取样,但要尽量注意取样的代表性。

大渣样品的缩制程序同原煤样品完全一样,化验内容为大渣中可燃物含量。

(4) 烟气取样。烟气取样在空气预热器进出口烟道烟气取样点进行。烟气取样管取样端固定在取样点处,用橡胶管将每个烟道取得的烟气样经烟气混合器混合,送烟气分析仪分析烟气成分 O_2 、 CO_2 、 CO 。每10~15min测量1次。

在试验开始前,现场用标准气体对烟气分析仪进行标定。在测试过程中,如果总测量时间为2h,则至少应对烟气分析仪进行1次标定;如果总测量时间为4h,则至少应对烟气分析仪进行2次标定。测试工作结束后,要对烟气分析仪进行核查标定,以保证测量结果的准确性。

(5) 烟气温度测量。温度测量系统包括温度测量导管、1级热电偶及补偿导线、IMP数据采集板、信号线、EIC数字采集仪、计算机。

试验前打开测孔,按网格法装好热电偶和温度测量导管,温度测量信号送IMP数据采集系统,试验期间每10min测量1次。

(6) 空气预热器进口风温测量。空气预热器进口风温测量方法同烟气温度测量。

(7) 环境温度和湿度测量。在送风机入口附近,用干湿球温度计和膜盒式大气压力计测量干湿球温度和大气压力,每15min测量1次。

干湿球温度计放置位置应在背阴遮阳处。

(8) 煤粉取样。直吹式制粉系统取样位置为一次风粉管煤粉取样测点;中间储仓式制粉系统取样位置在细粉分离器下粉管。

对于直吹式制粉系统,应采用等积面同心圆法确定取样点。

中间储仓式制粉系统采用特制取样套管,将特制取样套管插入取样孔内1~2min,确保取样槽正面朝上,每个样品取样不少于10次。

2.4.2 锅炉最大连续出力

锅炉最大连续出力试验是为了检验锅炉设计(或保证)的最大连续蒸发量。试验过程中主要测量项目包括燃料发热量、工业分析,锅炉过热蒸汽流量、温度和压力,炉水和蒸汽品质等。

锅炉最大连续出力试验中原煤取样及分析可参考锅炉效率试验中的相关内容,蒸汽流量的测量采用间接法即采用锅炉给水流量与减温水流量之和,给水流量的测量可采用机组的运行表计或采用汽轮机性能试验时的流量测量值。炉水和蒸汽取样和化验可利用电厂化验室的实时检测设备。

锅炉最大连续出力试验过程中,应严密监视整个机组的运行状态,特别是以下运行参数:

- (1) 过热器出口压力、再热器出口压力、汽包压力。
- (2) 凝汽器真空、凝汽器水位。
- (3) 除氧器压力、除氧器水位。
- (4) 各加热器压力和水位、各监视段压力、各高压加热器安全门启座压力。
- (5) 发电机定子电流、转子电流。
- (6) 发电机温升。
- (7) 空气预热器电动机电流等。

2.4.3 锅炉额定出力

锅炉额定出力试验是为了检验锅炉在额定出力工况下的运行适应能力。当机组达到额定负荷后,在机组自动控制系统投入和负荷不变的情况下,改变燃烧器及磨煤机的不同编组投入方式1~2次(如以下排燃烧器为主或以上排燃烧器为主的投入方式),检验锅炉出口蒸汽压力和温度是否能达到额定值。

根据高压加热器不同投运方式改变锅炉给水温度,检验锅炉能否维持额定参数。

试验过程中重点监测以下参数:过热蒸汽流量、压力、温度,再热蒸汽压力、温度,给水流量、压力、温度,汽包水位,燃料量,表盘氧量等。

2.4.4 锅炉无油助燃最低稳燃负荷

锅炉无油助燃最低稳燃负荷试验是为了确定固态排渣煤粉锅炉在无油助燃的情况下长期稳定燃烧所能达到的最低负荷,或液态排渣炉稳定流渣的临界负荷。

为保证机组安全,试验前需检查和确认火焰监测系统和灭火保护装置性能良好,并有快速投入助燃燃料的措施。以每分钟 1% 额定负荷的速率降低锅炉负荷,在锅炉负荷降低到接近制造厂设计的无油助燃最低出力时,每降低 3% 的负荷,观察 15~30min,直至燃烧稳定的最低负荷(或按协议至锅炉的保证最低稳定燃烧负荷)。在降负荷过程中应密切监测炉膛内燃料着火情况、炉膛负压及过量空气系数,记录各主要运行参数。试验中应维持锅炉炉膛压力波动不大;燃烧稳定、不打闪;火焰检测正常。

锅炉无油助燃最低稳燃负荷试验应燃用设计煤种或事先商定的试验煤种,并取原煤样进行化验。同锅炉额定出力试验一样,锅炉无油助燃最低稳燃负荷试验过程中重点监测以下参数:过热蒸汽流量、压力、温度,再热蒸汽压力、温度,给水流量、压力、温度,汽包水位,燃料量,表盘氧量。

2.4.5 空气预热器漏风率

空气预热器漏风率定义为漏入空气预热器烟气侧的空气量与进入空气预热器的烟气质量之比。

空气预热器漏风率试验是为了考核空气预热器漏风性能。空气预热器漏风率试验通常在额定负荷或锅炉最大连续出力负荷下进行,可与锅炉效率试验或锅炉 BMCR 试验同时进行。试验过程中需要在空气预热器进、出口抽取烟气样进行烟气成分分析,利用测量的烟气成分计算空气预热器进、出口烟气质量。烟气取样方法见锅炉效率试验中的相关内容。

2.4.6 省煤器、再热器和过热器压降

省煤器、再热器和过热器压降测试主要是为了测定省煤器、再热器和过热器在锅炉最大连续出力工况下的汽水阻力,以便与设计值相比较。

计算静压时,必须考虑对压力指示仪表处与测点之间传压管中液柱重位压差的修正。

2.4.7 保证额定蒸汽温度的负荷范围

保证额定过热蒸汽和再热蒸汽温度的负荷范围试验主要是为了验证在一定负荷范围内过热蒸汽温度和再热蒸汽温度能否达到额定值。

过热蒸汽温度和再热蒸汽温度测试可与锅炉效率试验或其他有关的性能试验同时进行。试验过程中除记录过热蒸汽温度和再热蒸汽温度外,还应记录锅炉其他主要运行参数,如:过热蒸汽流量、压力,再热蒸汽压力,给水流量、压力、温度,燃料量,表盘氧量等。

2.4.8 污染物 NO_x、SO₂ 排放量

NO_x、SO₂ 通常在空气预热器进口或出口按网格法抽取烟气样然后进行测试,以了解锅炉污染物的排放状况。

NO_x、SO₂ 排放量测试可与锅炉效率试验同时进行,烟气取样方法见锅炉效率试验中的相关内容。

测量结果取试验期间所测量参数的算术平均值,并按 GB 13223—2003 中的有关条款进行处理。

2.4.9 辅机电耗

锅炉辅机电耗指送风机、引风机、一次风机、密封风机、磨煤机、给煤机、静电除尘器、空气预热器等设备的电耗,或根据相关合同中明确的设备的电耗总和。通常采用电能表或就地安装功率表测量。

2.4.10 磨煤机出力和磨煤单耗

磨煤机出力和磨煤单耗试验是为了了解制粉系统的特性。

在磨煤机出力和磨煤单耗试验之前需取煤粉样,并筛分

煤粉样,确定煤粉在要求细度范围内,煤粉取样方法见锅炉效率试验中相关内容。

磨煤机出力测定采用称量进入磨煤机的给煤量。对于中速磨煤机,还应同时称量石子煤量(相应于给煤量),称量方法有下列几种:

(1) 自动称量法。即利用磨煤机系统中采用的自动磅秤,每次卸空后应对自动磅秤进行校验和检查零位。

(2) 给煤机特性法。用经标定过的给煤机出力特性来测定给煤量,同时需测定煤的堆密度。

(3) 直接截取称量法。采用专用磅秤,用以称量无其他办法能获得进入磨煤机的煤量,试验前磅秤需经校验。

磨煤单耗测量与磨煤机出力测量同时进行,采用电能表或就地安装功率表测量磨煤机的电耗,从而确定磨煤单耗。

2.4.11 烟风系统压降

烟风系统压降测试主要是为了测定锅炉最大连续出力工况下空气预热器进出口烟、风道的静压差,以便与设计值相比较,了解空气预热器阻力特性。

烟风系统压降测试可采用 U 形管压力计或薄膜式压力计测定烟风道静压。当就地测量时,采用 U 形管压力计;长期监测时,一般采用薄膜式压力计。

2.4.12 过热器和再热器减温水量

过热器和再热器减温水量的测试主要是为了验证过热器和再热器减温水量在一定负荷范围内是否会超过其设计值。

过热器和再热器减温水测试可与锅炉效率试验或其他有关的性能试验同时进行。试验过程中除记测过热器和再热器减温水流量外,还应记测锅炉其他主要的运行参数,如过热蒸汽流量、压力、温度,再热蒸汽压力、温度,给水流量、压力、温度,汽包水位,燃料量,表盘氧量等。

3 发电机性能试验

3.1 发电机效率试验

因受现场条件限制,在火力发电厂进行发电机效率试验时通常采用损耗分析法和量热法。

3.1.1 损耗分析法

分别测定或计算下列各项损耗。

(1) 恒定损耗(P_0)。恒定损耗包括铁损耗(空载杂散损耗)和机械损耗,其中机械损耗又分为轴承摩擦损耗、风耗、电刷摩擦损耗。

(2) 负载损耗(P_{cu})。负载损耗是定子绕组中 I^2R 形成的损耗,对发电机又可称为定子铜耗。

(3) 励磁损耗(P_f)。励磁损耗包括励磁(转子)绕组中 I^2R 形成的损耗、变阻器损耗、电刷损耗、励磁机损耗、自带励磁装置的损耗、自带辅助绕组 I^2R 形成的损耗。

(4) 杂散损耗(P_d)。杂散损耗包括定子绕组导线内的杂散损耗、磁路及其他金属部分(导线除外)内的杂散损耗。

将恒定损耗、负载损耗、励磁损耗和杂散损耗相加,得到总损耗 P_g ,再根据发电机输出功率(有功功率)的测量值,可算出发电机效率为

$$\eta = \left(1 - \frac{P_g}{P_r + P_g}\right) \times 100\% \quad (16.3-10)$$

式中: η 为发电机效率,%; P_r 为发电机输出功率, kW; P_g 为发电机总损耗, kW。

3.1.2 量热法

用测量电机所产生的热量来推算电机损耗的测量方法，简称量热法。目前国内执行的标准为 GB/T 5321—2005《量热法测定电机的损耗和效率》。

用量热法测定发电机的效率，首先要测得发电机的总损耗。总损耗包括：①定子绕组内冷却水带走的损耗；②发电机氢冷器冷却水带走的损耗；③发电机外表面（机壳）的散热损耗；④机壳外部辅助设备的损耗（ P_e ）。

对于定子绕组内冷却水和氢冷器冷却水带走的损耗可用下式计算

$$P = c_p q_V \rho \Delta t \tag{16.3-11}$$

式中： P 为冷却水带走的损耗，kW； c_p 为水的比定压热容，kJ/(kg·K)； q_V 为水的体积流量，m³/s； ρ 为水的密度（在流量测量处的温度下），kg/m³； Δt 为冷却水的温升，K。

机壳散热损失可用下式计算，即

$$P_s = hA\Delta t \times 10^{-3} \tag{16.3-12}$$
$$h = 11 + 3v$$

式中： P_s 为机壳散热损失，kW； h 为发电机表面散热系数，W/(m²·K)，表面散热系数一般取值范围为 10~20W/(m²·K)； A 为发电机机壳散热表面积，m²； Δt 为表面温度与环境温度之差，K； v 为环境空气流速，m/s。

机壳外部辅助设备的损耗包括励磁设备损耗以及轴承密封油带走的热量，这部分损耗相对总损耗来说数值很小，在现场不方便测量时，可用设计值代替。

由此可得出总损耗 P_Σ ，并根据式（16.3-10）计算发电机效率

$$P_\Sigma = P + P_s + P_e \tag{16.3-13}$$

3.2 发电机温升试验

发电机温升试验又称为发电机出力试验，通常是在发电机最大连续出力和额定出力工况下，测量发电机主要部件及冷却介质温度，并根据国家相应标准或制造厂规定的温度限值，判断发电机的带负荷能力。

发电机温升试验的标准可参照 GB/T 7064—2002《透平型同步电机技术要求》和 GB/T 1029—2005《三相同步电机试验方法》。

试验中根据发电机各部件的特点选择相应的测量元件及方法：

- (1) 定子绕组温度用埋置电阻测温元件测量。
- (2) 转子绕组温度通过测量转子的电压、电流计算出电阻，并根据此电阻值来求得绕组温度。
- (3) 定子铁芯温度用埋置检温计测量。
- (4) 定子绕组出水口的水温用检温计测量。
- (5) 轴承油温度、轴瓦温度用埋置检温计测量。
- (6) 定子内冷水进出水温度、氢冷器冷却水进出水温度用 A 级铂电阻测量。

有关发电机的温度限值可参见 GB 755—2000《旋转电机 定额和性能》中的相关规定。

3.3 发电机氢气系统严密性试验

目前国内大型汽轮发电机普遍采用氢气冷却转子绕组。在发电机投入运行后，需要进行发电机氢气系统严密性试验，以有效预防发电机发生氢爆或火灾事故，保证机组安全运行。

发电机氢气系统严密性试验可采用 DL 5011—1992《电

力建设施工及验收技术规范汽轮机机组篇》或 JB/T 6227—2005《氢冷电机气密封性检验方法及评定》，严密性试验评价以制造厂规定的漏氢量限值为准。

发电机氢气系统严密性试验测量参数及测量仪表见表 16.3-8。

表 16.3-8 发电机氢气系统严密性试验测量参数及测量仪表

测量参数	测量仪表
发电机内氢气压力	压力变送器
发电机内氢气温度	电阻温度计
大气压力	标准大气压力表
氢气纯度	氢气纯度表
发电机输出功率及功率因数	功率变送器

根据标准，发电机的漏氢量按下式计算

$$\Delta V_H = V \left(\frac{p_1 + B1}{273 + \theta_1} - \frac{p_2 + B2}{273 + \theta_2} \right) \times \frac{\theta_0}{p_0} \times \frac{24}{\Delta t} \tag{16.3-14}$$

式中： ΔV_H 为标准状况下发电机 24h 的漏氢量，m³/d； V 为发电机内充氢容积，m³； p_1 为试验开始时机内氢气压力（表压），kPa； $B1$ 为试验开始时的大气绝对压力，kPa； p_2 为试验结束时机内氢气压力（表压），kPa； $B2$ 为试验结束时的大气绝对压力，kPa； θ_1 为试验开始时机内平均氢气温度，℃； θ_2 为试验结束时机内平均氢气温度，℃； p_0 为标准状况下大气绝对压力， $p_0 = 101.3\text{kPa}$ ； θ_0 为标准状况下大气绝对温度，K； Δt 为试验持续时间，h。

3.4 发电机进相运行试验

发电机进相运行是满足电力生产需要而采用的切实可行的技术，是扩大发电机运行范围，增加电网调节能力，改善电网电压现状的有效措施。

3.4.1 试验特点及试验条件

3.4.1.1 运行特点

(1) 发电机端部的漏磁较迟相运行时增大，会造成定子端部铁芯和金属构件的温度升高，甚至超过允许的温度限值。

(2) 进相运行时发电机与电网之间并列运行的稳定性较迟相运行时降低，可能在某一进相深度时达到稳定极限而失步。

3.4.1.2 试验条件

根据发电机进相运行的特点，进相试验必须满足以下试验条件：

- (1) 确认定子边段铁芯和端部结构件上的温度测点安装符合进相运行试验要求。
- (2) 根据网调要求的进相目标值曲线设定调节器低励限制曲线。
- (3) 确认发电机励磁调节器工作正常。
- (4) 失磁保护出口方式均临时改为信号报警，进相试验结束后恢复原设定。

3.4.2 试验方法

(1) 按进相目标值曲线将发电机有功负荷进行调整，在不同有功负荷下分别进行试验。

(2) 检查发电机的各工况参数并调整至额定值，并且维持不变。

(3) 在每一个试验点保持有功功率恒定，逐渐减小励磁

电流,使发电机由迟相运行逐渐转入进相运行直至各电气参数出现缓慢摇摆现象时,即达到静稳定临界状态。迅速记录各项试验数据后,立即增加励磁电流,使机组恢复迟相运行。

(4) 进相热稳定试验,是根据静稳定试验的结果选择试验点,在适当进相深度作稳定发热试验,测量定子端部铁芯和金属构件的温升,以此确定温升是否成为限制该机进相容量的因素。

4 脱硫装置性能试验

4.1 试验规程

参照 GB/T 21508—2008《燃煤烟气脱硫设备性能测试方法》执行。

4.2 试验内容

性能试验的内容包括:脱硫效率和 SO₂ 排放质量浓度,烟尘排放质量浓度和烟气排放温度,除雾器出口烟气携带液滴的质量浓度,脱硫副产物的含湿量和主要成分,脱硫装置可利用率、压力降、电能消耗、工艺水消耗量、吸收剂的消耗量和吸收剂利用率,脱硫装置对机组运行负荷变化的跟踪特性和适应性,脱硫装置设备噪声。

4.3 试验测点布置

典型湿法脱硫装置的试验测点布置图如图 16.3-11 所示。

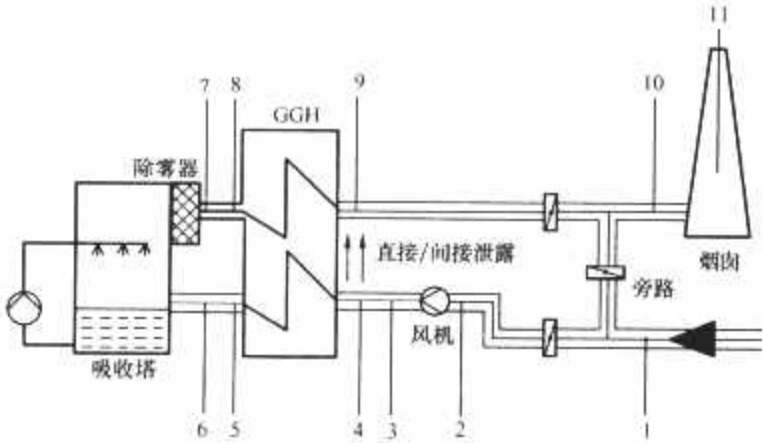


图 16.3-11 典型湿法脱硫装置烟气系统的测点布置图

- 1—FGD 进口; 2—未净化烟气风机上游;
- 3—未净化烟气风机下游; 4—GGH 进口 (未净化);
- 5—GGH 出口 (未净化); 6—吸收塔入口;
- 7—吸收塔出口; 8—GGH 进口 (净化);
- 9—GGH 出口 (净化); 10—FGD 出口; 11—烟囱测点

试验测点的设置要求见表 16.3-9。

表 16.3-9 典型湿法脱硫装置的试验测点的设置要求

序号	测 点	SO ₂ 浓度	O ₂ 浓度	H ₂ O 含量	飞灰 含量	雾滴 含量	烟气 温度	烟气体积 流量	静 压
1	FGD 进口	X	X	X	X	~	X	X	X
2	未净化烟气风机上游	~	~	~	~	~	O	O	X
3	未净化烟气风机下游	~	~	~	~	~	O	~	X
4	GGH 进口 (未净化)	~	~	~	~	~	X	O	X
5	GGH 出口 (未净化)	O	O	~	~	~	X	O	X
6	吸收塔入口	O	O	O	O	~	X	~	X
7	吸收塔出口	X	X	X	X	X	X	~	X
8	GGH 进口 (净化)	O	O	O	O	O	X	~	X
9	GGH 出口 (净化)	X	X	~	~	~	X	O	X
10	FGD 出口	X	X	~	X	~	X	O	X
11	烟囱测点	O	O	~	O	~	O	O	O

注 X—必须; O—可选 (依据质保条款); ~—不要求。

4.4 试验方法

4.4.1 机组主要运行参数

- (1) 每隔 15~30min 记录机组的主要运行参数。
- (2) 每个测量工况每天至少应进行 1 次燃煤的工业分析和硫分分析。
- (3) 必要时进行燃煤的元素分析。
- (4) 在进入锅炉炉膛的煤粉管道上或给煤机的出口进行燃煤煤样采集。

4.4.2 烟气成分测量及脱除效率计算

- (1) 烟气成分的测量。以精度等级高于在线测量的移动式测试仪器为主,以脱硫设备自身配置并经过校验的监控仪表为辅。
- (2) 测量位置。脱硫设备进、出口烟道和其他需要测量的烟道或位置,选择测量断面如图 16.3-11 所示。
- (3) 测试参数。测量烟气中的 SO₂、SO₃、HF、HCl 和烟尘浓度,以及烟气中的 O₂ 浓度,并将测试结果折算到过量空气系数为 1.4 时的浓度。

(4) 测试方法。SO₂ 和烟尘浓度参照 GB/T 16157—1996《固定污染源排气中颗粒物测定与气态污染物采样方法》执行,SO₂ 采样方法推荐采用仪器直接测量法;HF、HCl 的采样参照 GB/T 16157—1996 执行,试样分析参照 GB/T 7484—1987《水质 氟化物的测定 离子选择电极法》和 GB/T 15453—2008《工业循环冷却水和锅炉用水中氯离子的测定》执行。SO₃ 的分析和采样参照国外相关标准或方法执行。这些成分的脱除效率测试,应在脱硫设备稳定运行时在进、出口测量截面上同步测量。脱除效率的计算公式为

$$\eta_X = \frac{c_{X\text{-rawgas}} - c_{X\text{-cleangas}}}{c_{X\text{-rawgas}}} \times 100\% \quad (16.3-15)$$

式中: η_X 为除效率,%; $c_{X\text{-rawgas}}$ 、 $c_{X\text{-cleangas}}$ 分别为折算到标准状况干烟气和过量空气系数为 1.4 时的原烟气和净烟气中该成分浓度,mg/m³。

4.4.3 烟气流量测量

- (1) 采用非在线仪表测量。
- (2) 根据试验工况的要求进行测定。
- (3) 测量位置在脱硫系统吸收塔进、出口烟道,具体位

置的选择参照 GB/T 16157—1996。

(4) 测量参数为烟气的静压、动压、温度和含湿量。

(5) 测量点数、测量方法、数据处理参照 GB/T 16157—1996 执行。

4.4.4 烟尘浓度测量

(1) 烟尘浓度为非在线测量，采用便携式仪器，根据试验工况的要求进行测定。

(2) 测量位置在脱硫系统吸收塔进、出口烟道，具体位置的选择参照 GB/T 16157—1996 执行。

(3) 测量点数参照 GB/T 16157—1996 执行。

(4) 测量方法参照 GB/T 16157—1996 执行。

4.4.5 能源及物料消耗测量

(1) 测量位置。电能消耗在脱硫电气高压开关柜；水量消耗在脱硫供水系统出口的分配母管；吸收剂耗量在称重给料机。

(2) 测量方法。

1) 电能消耗采用便携式电能分析仪或在线电能测量仪测定。

2) 水量消耗采用水量分配母管上的在线流量计测定。

3) 吸收剂耗量在脱硫系统配置的称重给料机处计量或采用计算的方法。

4.4.6 噪声测量

(1) 测量位置。距产生噪声设备的 1m 处。

(2) 测量方法。参见 GB 12348—2008《工业企业厂界环境噪声排放标准》。

4.4.7 脱硫吸收剂分析

(1) 采样位置。吸收剂的固相样品在石灰石（或石灰）粉的运输车或运输车输入粉仓的管道上和粉仓的下料管道上定期采集；吸收剂的液相样品在其新鲜浆液槽或新鲜浆液的输送管道上定期采集。

(2) 测量参数。

1) 成分分析。石灰石主要包括碳酸钙和碳酸镁。

2) 活性分析。石灰石采用溶解速率法。

3) 吸收剂浆液。pH 值、固体质量分数、钙和镁离子。

(3) 测量方法。

1) 氢氧化钙和碳酸钙的测定参照 JC/T 479.2—1992《建筑生石灰》。

2) 氧化钙和氧化镁的测定参照 JC/T 479.2—1992。

3) 碳酸钙和碳酸镁的测定参照 GB/T 3286.1—1998《石灰

石、白云石化学分析方法 氧化钙量和氧化镁量的测定》。

4) 石灰石活性分析参照 DL/T 943—2005《烟气湿法脱硫用石灰石粉反应速率的测定》。

5) 吸收剂浆液固体质量分数的测定参照 GB/T 14415—2007《工业循环冷却水和锅炉用水中固体物质的测定》。

6) 吸收剂浆液 pH 值的测定参照 GB/T 6904—2008《工业循环冷却水及锅炉用水中 pH 的测定》。

7) 吸收剂浆液 Ca、Mg 离子的测定参照 GB/T 3286.1—1998。

4.4.8 脱硫副产物分析系统

4.4.8.1 采样位置

采样位置为脱硫副产物脱水后的固态产物存储间。

4.4.8.2 测量参数

测量参数为 Ca^{2+} 、 Mg^{2+} 、 SO_4^{2-} 、 SO_3^{2-} 、 Cl^- 、 F^- 、pH 值。

4.4.8.3 测量方法

(1) 钙、镁离子的测定参照 GB/T 3286.1—1998。

(2) 硫酸根的测定参照 GB/T 6911—2007《工业循环冷却水和锅炉用水中硫酸盐的测定》。

(3) 氯离子的测定参照 GB/T 15453—2008。

(4) 氟离子测定参照 GB/T 7482—7484—1987《水质氟化物的测定》。

(5) pH 值的测定参照 GB/T 6904—2008。

5 电除尘器性能试验

5.1 试验标准

电除尘器性能试验执行 GB/T 13931—2002《电除尘器性能测试方法》。

5.2 试验项目

- (1) 除尘效率。
- (2) 本体压力降。
- (3) 本体漏风率。

5.3 试验测点布置

5.3.1 确定测点位置

测点位置应选择在电除尘器进出口烟气流动平稳直管段烟道上，如图 16.3-12 所示。

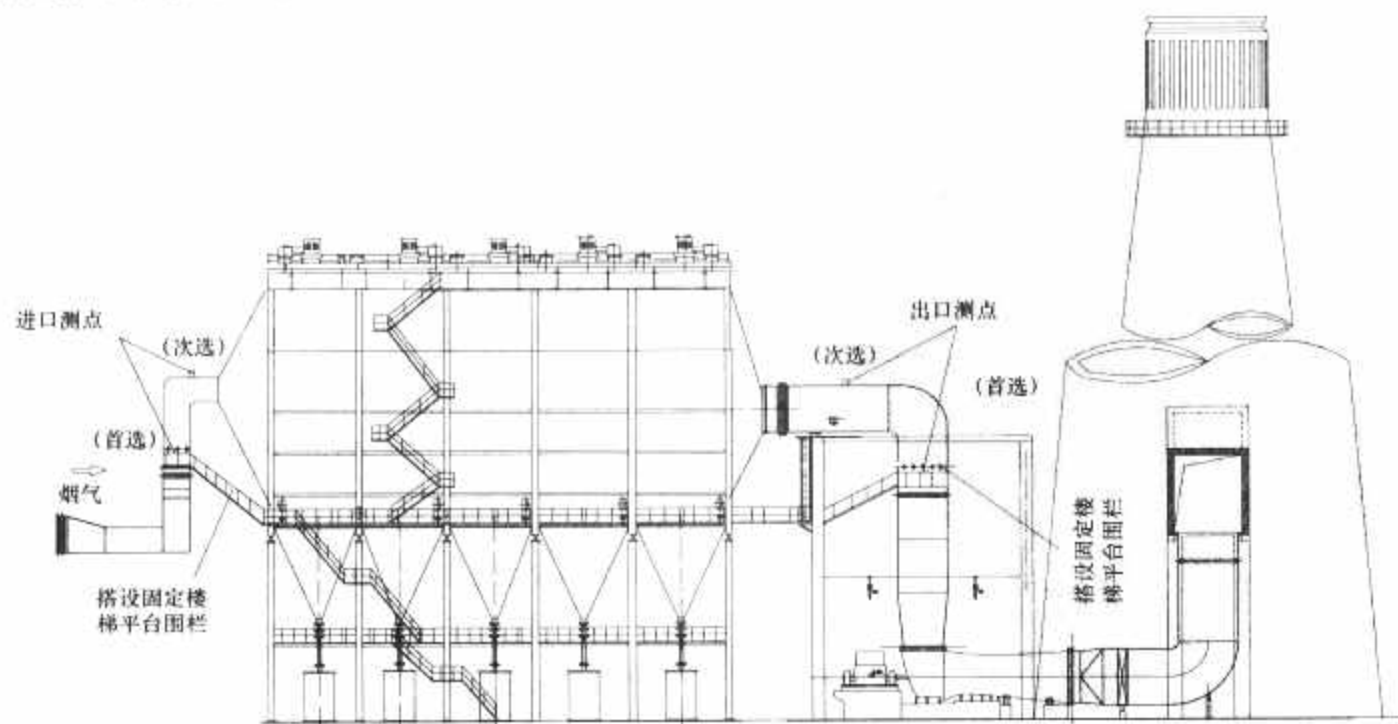


图 16.3-12 电除尘器试验测点布置

5.3.2 测试孔

测试孔大小应足以将最大尺寸测量探杆(取样管)插入烟道,测孔管座长度应高出烟道保温层。

5.3.3 测孔数量

测孔数量应根据安装位置处烟道截面形状和尺寸确定。

(1) 圆形烟道。在选定测量位置断面的直径方向上,设置两个互相垂直测孔,再将烟道分成一定数量同心等面积圆环,在每个等面积圆环上测量四点。

(2) 矩形烟道。将测量烟道断面分成若干个等面积小矩形,小矩形相邻两边之比接近 1,每个小矩形中心为测点。

5.4 测量及计算方法

5.4.1 除尘效率

5.4.1.1 测量方法

(1) 预测流速法等速采样。预先测量出烟道内各测点处烟气流速,然后,根据测量的烟气流速选用采样嘴直径,计算出在等速条件下各点所需要采样流量,按计算流量在各点采样。

(2) 动压平衡法等速采样。通过调节采样流量,使孔板差压读数等于皮托管测量的烟气动压读数,达到等速采样要求。

(3) 静压平衡法等速采样。通过调节采样流量,使采样管内外静压保持平衡,达到等速采样要求。

(4) 过滤装置要求。采用滤筒法,要求滤筒捕集效率大于 99.9% 以上,烟气温度低于 300℃ 时,选用玻璃纤维滤筒,高于 300℃ 时选用刚玉滤筒。

5.4.1.2 计算

(1) 采样体积计算。即

$$V_{\text{std}} = 0.0027 V_m \frac{p_a + p_r}{273 + t_r} \quad (16.3-16)$$

式中: V_{std} 为标准状况下干燥烟气采样体积, L; V_m 为实际工况下干燥烟气采样体积, L; p_a 为当地大气压力, Pa; p_r 为流量计前烟气压力, Pa; t_r 为流量计前烟气温度, ℃。

(2) 烟气含尘浓度计算。即

$$c = \frac{G}{V_{\text{std}}} \times 1000 \quad (16.3-17)$$

$$G = G_2 - G_1 \quad (16.3-18)$$

式中: c 为标准状况下干燥烟气含尘浓度, mg/m³; G 为采集的粉尘质量, mg; G_1 为采样前滤筒质量, mg; G_2 为采样后滤筒质量, mg。

(3) 除尘效率计算。

1) 浓度法。即

$$\eta = \frac{c_{\text{in}} - c_{\text{out}} (1 + \Delta \alpha)}{c_{\text{in}}} \times 100\% \quad (16.3-19)$$

式中: η 为除尘效率, %; c_{in} 为进口烟气含尘浓度(标准状况下干燥烟气), mg/m³; c_{out} 为出口烟气含尘浓度(标准状况下干燥烟气), mg/m³; $\Delta \alpha$ 为本体漏风率, %。

2) 质量法。即

$$\eta = \frac{q_{\text{in}} - q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} \times 100\% \quad (16.3-20)$$

式中: q_{in} 为进口烟尘总质量流量, kg/h; q_{out} 为出口烟尘总质量流量, kg/h。

5.4.2 本体压力降

5.4.2.1 测量位置

测量位置尽可能选择在接近电除尘器进出口烟箱 1 倍当量直径以内平直管段上。如果条件不允许,也可参考本章 5.3 确定,但需注意测试数据中应扣除测量断面到电除尘器进出口烟箱法兰面间的压力降。

5.4.2.2 测量仪器

测量仪器采用标准皮托管或其他测速管、微压计、U 形压力计或电子式压力计。皮托管或其他测速管必须经过标定后才能使用。

5.4.2.3 测量方法

在电除尘器进出口测量断面上同时测量烟气全压,并测量当地大气压力和烟气密度,经计算求出本体压力降

$$\Delta p = \bar{p}_{\text{in}} - \bar{p}_{\text{out}} + p_H \quad (16.3-21)$$

$$p_H = (\rho_1 H_1 - \rho_2 H_2)g - \rho_a g(H_1 - H_2) \quad (16.3-22)$$

式中: Δp 为本体压力降, Pa; \bar{p}_{in} 为进口断面全压平均值, Pa; \bar{p}_{out} 为出口断面全压平均值, Pa; p_H 为高温气体浮力的校正值, Pa; ρ_a 为大气密度, kg/m³; ρ_1 、 ρ_2 为除尘器进、出口断面烟气密度, kg/m³; g 为重力加速度, m/s²; H_1 、 H_2 为除尘器进、出口测试断面标高, m。

5.4.3 本体漏风率

5.4.3.1 测量位置

测量位置按本章 5.3.1 确定。

5.4.3.2 测量仪器

测量仪器的测量精度不低于 1 级的电化学氧量计或其他测量烟气氧量仪器、皮托管、微压计。

5.4.3.3 测量方法

(1) 采用氧平衡法,测量电除尘器进出口断面烟气中氧含量,并按下式计算

$$\Delta \alpha = \frac{O_{2\text{out}} - O_{2\text{in}}}{K - O_{2\text{out}}} \times 100\% \quad (16.3-23)$$

式中: $\Delta \alpha$ 为本体漏风率, %; $O_{2\text{out}}$ 为出口断面烟气平均含氧量, %; $O_{2\text{in}}$ 为进口断面烟气平均含氧量, %; K 为当地大气含氧量,根据海拔查表得到, Pa。

(2) 测量除尘器进出口烟气动压、静压、温度,求出烟气流速,按下式计算

$$\Delta \alpha = \frac{q_{V\text{out}} - q_{V\text{in}}}{q_{V\text{in}}} \times 100\% \quad (16.3-24)$$

式中: $q_{V\text{out}}$ 为除尘器出口断面标准状况下干烟气量, m³/h; $q_{V\text{in}}$ 为除尘器进口断面标准状况下干烟气量, m³/h。

5.4.4 烟气流速和烟气流速

5.4.4.1 测量位置及测点

测量位置及测点参考本章 5.3 确定。

5.4.4.2 测量仪器

测量仪器为标准皮托管或其他测速管、微压计或电子微压计。

5.4.4.3 测量方法

测量烟道内烟气动压、静压和温度等参数,计算出烟气流速,测量系统如图 16.3-13(a) 所示。

5.4.4.4 计算方法

(1) 平均流速计算。即

$$\bar{u}_s = 0.0766 K_p \sqrt{273 + t_s} \sqrt{p_{dp}} \quad (16.3-25)$$

$$\sqrt{p_{dp}} = \frac{\sqrt{p_{d1}} + \sqrt{p_{d2}} + \cdots + \sqrt{p_{dn}}}{n} \quad (16.3-26)$$

式中: \bar{u}_s 为烟气平均流速, m/s; K_p 为皮托管校正系数; t_s 为烟气平均温度, ℃; $\sqrt{p_{dp}}$ 为烟气动压平方根平均值; $\sqrt{p_{di}}$ 为各点动压测量值 ($i=1, 2, \cdots, n$), Pa; n 为测点数。

(2) 烟气流速计算。即

$$q_V = 3600 \bar{u}_s F \quad (16.3-27)$$

式中: q_V 为烟气流量, m^3/h ; F 为实测烟道断面积, m^2 。

标准状况下干烟气流量为

$$q_{V,\text{std}} = q_V \frac{p_a + p_i}{101325} \times \frac{273}{273 + t_s} \times (1 - X_{\text{sw}}) \quad (16.3-28)$$

式中: $q_{V,\text{std}}$ 为标准状况下干烟气流量, m^3/h ; X_{sw} 为烟气中含水蒸气体积分数, %; p_i 为测点处烟气静压, Pa; p_a 为当地大气压力, Pa。

5.4.5 烟气含湿量

烟气含湿量是指烟气中与 1kg 干空气共存的水蒸气量, 通常用湿烟气中水蒸气含量的体积分数表示。其测量方法有吸湿法、冷凝法和干湿球法等。

5.4.5.1 吸湿法

从烟道中抽取一定体积烟气, 通过装有吸湿剂的吸湿管, 将烟气中水分吸收下来, 称量并计算。常用吸湿剂有氧化钙、氯化钙、硅胶、五氧化二磷、过氯酸镁等。吸湿法采样系统如图 16.3-13 (b) 所示。烟气中含水蒸气体积分数按下式计算

$$X_{\text{sw}} = \frac{1.24m_w}{V_s \frac{273}{273 + t_r} \times \frac{p_a + p_r}{101325} + 1.24m_w} \times 100\% \quad (16.3-29)$$

式中: X_{sw} 为烟气中含水蒸气体积分数, %; m_w 为吸湿管吸收的水分质量, g; V_s 为测量状态抽取烟气体积, L; t_r 为流量计前烟气温度, $^{\circ}\text{C}$; p_r 为流量计前烟气压力, Pa; p_a 为当地大气压力, Pa。

5.4.5.2 干湿球法

使烟气在一定速度下流经干湿球温度计。根据干、湿球温度计读数和测点处烟气压力, 计算出烟气中水蒸气含量。干湿球法测量系统如图 16.3-13 (c) 所示。烟气中含水蒸气体积分数按下式计算

$$X_{\text{sw}} = \frac{p_{\text{hw}} - C(t_c - t_h)(p_a + p_b)}{p_a + p_b} \times 100\% \quad (16.3-30)$$

式中: p_{hw} 为温度为 t_h 时饱和水蒸气压力, Pa; t_c 为干球温度, $^{\circ}\text{C}$; t_h 为湿球温度, $^{\circ}\text{C}$; p_b 为通过湿球温度计表面的烟气压力, Pa; p_a 为当地大气压力, Pa; C 为系数 (取决于通过湿球温度计球部烟气流速, 当流速高于 2.5m/s 时, C 值接近于 0.00066)。

5.4.5.3 冷凝法

抽取一定量烟气通过冷凝器, 根据冷凝水量计算烟气中含水蒸气分数, 测量系统如图 16.3-13 (d) 所示。烟气中含水蒸气体积分数按下式计算

$$X_{\text{sw}} = \frac{461(273 + t_r)m_w + p_v V_s}{461(273 + t_r)m_w + V_s(p_a + p_r)} \times 100\% \quad (16.3-31)$$

式中: t_r 为流量计前烟气温度, $^{\circ}\text{C}$; p_r 为流量计前烟气压力, Pa; m_w 为冷凝水质量, g; p_v 为通过冷凝器后的水蒸气压力 (根据冷凝器后烟气温度查表求得), Pa; p_a 为当地大气压力, Pa; V_s 为测量状态下抽取的烟气体积, L。

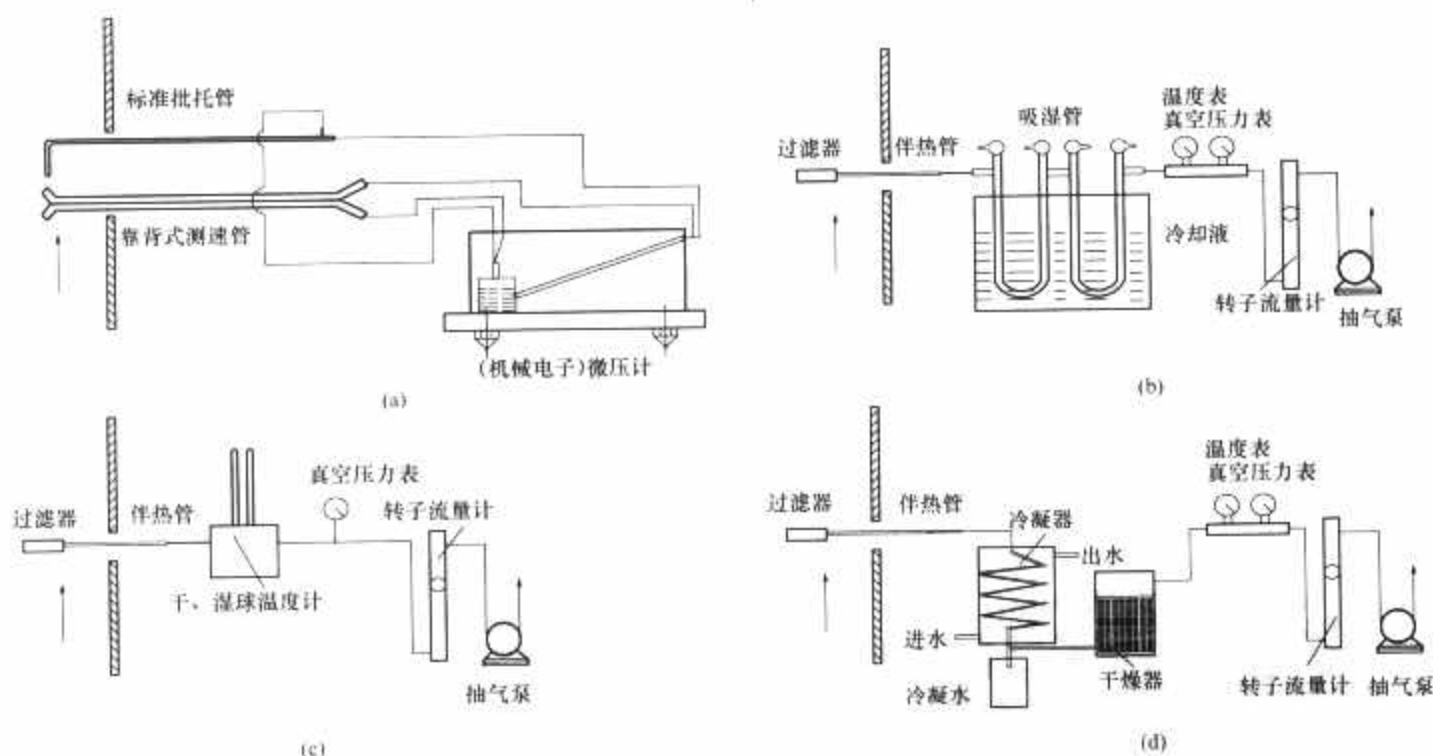


图 16.3-13 烟气流速和含水量测量系统

(a) 测速系统; (b) 吸湿法测烟气含水分系统; (c) 干湿球法测烟气含水分系统; (d) 冷凝球法测烟气含水分系统

5.4.6 烟气温度测量

采用热电偶或热电阻温度计测量烟气温度时, 示值误差应不大于 $\pm 3^{\circ}\text{C}$; 采用玻璃温度计测量时, 精确度不低于 2.5%, 最小分度值应不大于 2°C 。

6 脱硝装置性能试验

6.1 试验规程

脱硝装置的性能试验主要依据的试验规程和标准有:

- (1) 我国国家标准 GB/T 10184—1988。
- (2) 我国国家标准 GB 13223—2003。
- (3) 美国环保署烟气取样与分析系列标准。
- (4) 美国材料与试验协会的烟气取样与分析标准 (CTM-027)。

6.2 试验内容

6.2.1 脱硝效率

根据脱硝装置进出口烟气中的 NO 浓度来计算脱硝效

率,并根据烟气量及烟气温度与设计值的偏差修正脱硝效率,测试内容包括:

- (1) 网格法测量脱硝装置入口截面的 NO 与 O₂ 分布。
- (2) 网格法测量脱硝装置出口截面的 NO 与 O₂ 分布。
- (3) 测量脱硝装置入口烟气流量。
- (4) 测量脱硝装置入口烟气温度。

6.2.2 SO₂/SO₃ 转化率

根据脱硝装置进口的 SO₂ 与 SO₃ 浓度,以及脱硝装置出口的 SO₃ 浓度来计算 SO₂/SO₃ 转化率,并根据烟气温度的偏离进行修正,测试内容包括:

- (1) 多点取样测试脱硝装置入口烟气中的 SO₂ 浓度。
- (2) 多点取样测试脱硝装置入口烟气中的 SO₃ 浓度。
- (3) 多点取样测试脱硝装置出口烟气中的 SO₃ 浓度。
- (4) 网格法测试脱硝装置入口烟气温度。

6.2.3 氨逃逸

在脱硝效率满足考核性能要求的前提下,在脱硝装置的出口截面多点取样测试气态氨的浓度。

6.2.4 系统压降

在脱硝装置与锅炉烟道接口截面上,多点测试烟气静压,来计算脱硝系统的压降损失。

6.3 试验测点布置

脱硝装置的性能试验测点布置如图 16.3-14 所示。

- (1) 在脱硝装置的进口布置 NO、O₂、SO₂、SO₃、温度及静压(动压)等测点。
- (2) 在脱硝装置的出口布置 NO、O₂、SO₃、氨逃逸及静压等测点。

6.4 测量项目及方法

6.4.1 烟气流量

烟气流量测量方法:在试验负荷条件下,用标准测速管(如毕托管、S 形毕托管等)、微压计、热电偶等,按照等截面网格法测量脱硝装置入口烟道截面各点的烟气动压、静压和温度等,用膜盒式大气压力计测量大气压力,计算烟气流量。

烟气流量计算方法:当烟道长度难以满足测量要求时,则根据燃煤量、燃煤品质及脱硝装置入口烟气参数来计算:在试验负荷下,采集入炉煤进行工业、全硫和元素分析、记录锅炉给煤量、测量脱硝装置入口烟气的氧浓度,并测试环境条件,据此按照 GB/T 10184—1988 计算烟气流量。

6.4.2 脱硝装置入口烟气温度

根据等截面网格法划分脱硝装置的入口烟道截面,用经校验合格的热电偶进行测量。

6.4.3 烟气中 NO 和 O₂ 含量

在脱硝装置的进出口,同时采用网格法逐点烟气取样,用烟气分析仪逐点分析 NO 和 O₂。用加权平均法计算进出口的 NO 浓度(干燥基、95%NO、6%O₂),并据此计算脱硝效率。

6.4.4 烟气中 SO₂ 与 SO₃

烟气中 SO₂ 的测试依据 EPA method 6, SO₃ 测试依据 ASTM D-3226-73T。通过离子色谱或化学滴定法分析样品中的 SO₃ 与 SO₂ 浓度,并根据采集的烟气流量计算烟气中的 SO₃ 与 SO₂ 浓度。

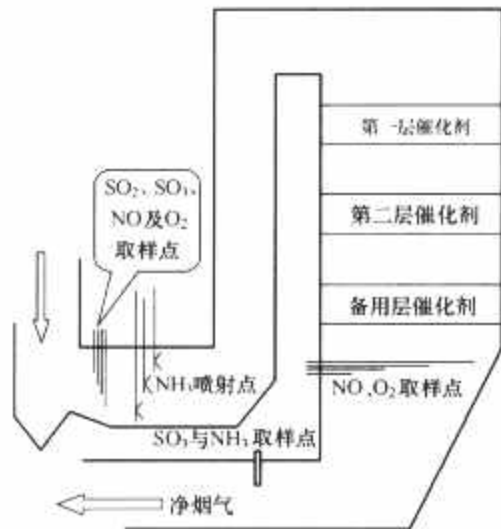


图 16.3-14 脱硝装置性能试验的测点位置

6.4.5 烟气中的 NH₃ 含量

烟气中的气态氨取样采用美国 EPA 固定源氨采样和分析方法(CTM-027)。利用离子光谱法分析样品溶液中的氨浓度,并根据烟气流量计算烟气的氨浓度。

6.4.6 静压

在脱硝装置进、出口与锅炉烟道接口的多个测试点上,用 U 形压力计(或电子微压计)测量各点的静压,以计算出脱硝系统的烟气压降。

6.4.7 环境条件

采用大气压力计和干、湿球温度计测试环境条件。

6.4.8 煤、灰、渣取样

试验期间,根据 GB/T 10184—1988 采集入炉煤、飞灰和炉渣样品。

6.4.9 运行参数

机组负荷及脱硝系统的主要运行参数均采用机组配套的数据采集系统记录值,每 1min 记录 1 次。

6.5 测量仪表及试验要求

(1) 脱硝装置的性能试验测试仪表。

- 1) NO 与 O₂ 取样及分析仪。
- 2) SO₂ 与 SO₃ 取样及分析仪。
- 3) 气态氨取样及分析仪。
- 4) 热电偶及点温计。
- 5) 电子微压计及 U 形压力计。
- 6) 干湿球温度计及大气压力计。

(2) 试验条件及要求。

- 1) 脱硝系统能够正常运行,还原剂制备系统、稀释风机、喷氨系统等无故障。
- 2) 自动控制系统运行可靠。
- 3) 运行参数记录系统投入正常运行。
- 4) 锅炉采用常规运行操作方式,且试验期间锅炉不得吹灰。
- 5) 锅炉燃煤供应稳定,且锅炉负荷与 SCR 设计工况相对应。
- 6) SCR 装置的脱硝效率稳定在设计工况。

试验期间不得进行较大的干扰运行工况操作,否则需征得试验负责人的同意方可进行。若遇到危及设备和人身安全的意外情况,运行人员有权按规程进行紧急处理,处理完后通知试验负责人。

第4章 安全生产运行

电力是一种特殊的商品,它的特点是不能大量储存,产、供、销同时进行,供电必须保持连续进行,还必须保证电能质量。这些特点决定了电力生产必须安全进行。如果电力生产或用电设备系统发生事故造成中断供电,不仅影响用户正常生产和人民的正常生活,还可能造成发、供、用电设备严重损坏和人身伤害;若发生系统瓦解、大面积停电,则会给国民经济和社会带来灾难性的后果。

安全生产与电力企业的经济效益息息相关。发生安全生产事故,将造成直接经济损失,加大成本开支,停机进行修复,影响企业的经济效益。如果发生人身事故,则会给受害者本人和家属都带来不幸。随着“厂网分开、竞价上网”格局的形成,发电厂要在电力市场竞争中处于有利的地位,就必须实现安全生产。

发电厂安全生产的主要目标是:不发生人身死亡和重大设备事故,控制人身重伤事故率、发电事故率,以及机组非计划停运次数,实现长期安全稳定生产。

1 安全生产管理

1.1 建立健全安全责任制

安全生产是发电厂的一项综合性工作,必须实行全员、全方位、全过程的安全管理。安全生产,人人有责。发电厂各级领导、各部门人员,都应在各自的工作岗位上贯彻“安全第一,预防为主”的方针,执行国家有关安全生产的政策、法规和上级有关规定,落实工作岗位的安全职责,执行本厂有关安全规程制度,做好安全生产工作。

1.1.1 安全保证体系

以厂长为核心的各级行政领导人员,以总工程师为首的各级专业技术人员,在进行各项生产工作时,要形成系统的、分层次的安全保证体系。按照谁主管、谁负责和谁主办、谁负责的原则,建立完善的安全措施并组织贯彻落实;在制定安全技术组织措施时,必须对其正确性负责。每项具体生产工作的负责人必须对从事本项工作的所有工作人员进行监护或责成专人监护,对他们的工作安全负责,并对设备、系统的安全负责,从而保证实现安全生产目标。

1.1.2 安全监察体系

发电厂应按照原电力工业部颁《电力安全监察规定》设置安全监察机构,归口管理全厂安全监察工作,代表上级行使安全监察职能。并且在厂长、总工程师的领导下,建立由安全监察部门、车间安全员、班组安全员组成的三级安全网,形成全厂的安全监察体系。

安全监察机构应严格履行原电力工业部颁发的《电力安全监察规定》的各项监察职责,各项生产工作中认真贯彻执行各项安全规程制度、反事故技术措施,完善安全技术组织措施,确保设备系统的安全技术状况正常,劳动安全作业环境符合安全要求等,并定期开展监督检查,及时纠正生产工作中的不安全现象和不安全行为。

1.1.3 群众性监督执行

为确保安全生产,还要依靠广泛的群众性监督执行。群

众性监督执行主要有以下几个方面:

- (1) 明确自己的安全职责,并在工作中认真加以履行。
- (2) 熟练地掌握有关本职的安全规程制度,在工作中严格执行安全规程制度。
- (3) 对上级人员违反安全规程制度的指挥应提出意见,对危及人身、设备安全的违章指挥应拒绝执行。
- (4) 对自己周围工作人员的违章行为要提出意见,对危及人身、设备安全的行为要设法制止。

1.2 安全规章制度

1.2.1 安全生产的主要规程制度

(1) 为了保证安全生产,保证职工在劳动生产中的安全与健康,国家颁发了一系列法规、规程、规定、条例、标准,作为行业、企业组织做好安全生产工作的依据。

(2) 上级部门和电力行业根据电力生产的规律和安全生产的经验总结,制定了符合电力行业实际的法规、规程、规定、制度和反事故技术措施,作为电力生产企业遵循的依据或作为制定现场规程制度的依据。

发电厂对国家和上级颁发的有关安全生产的法规、规程、规定、条例、制度、标准和反事故技术措施等,在执行中可以结合实际情况制定实施细则或补充规定,但其内容不得有抵触和不能降低安全要求的水平,可以根据实际情况提高安全要求的水平。

1.2.2 DL 408—1991《电业安全工作规程(发电厂和变电所电气部分)》

DL 408—1991的规定适用于在运用中的发、送、变、配、农电和用户电气设备上工作的一切人员(包括施工安装人员)。运用中的电气设备系指全部带有电压、部分带有电压及一经操作即带有电压的电气设备。规定的目的是为了保证在运用中电气设备上的作业人员的人身安全。规程规定的措施是根据电力的特点、规律和长期经验教训的总结制定的,是血的教训结晶,严格执行 DL 408—1991 的规定,以保证在运用中电气设备上的作业人员的人身安全。

DL 408—1991 共分高压设备工作的基本要求,保证安全的组织措施、技术措施,带电作业,高压试验等十三章,倒闸操作票、工作票,安全工器具试验标准,紧急救护法等八个附录。分别对运用中电气设备的运行、巡视,倒闸操作,检修维护,测量试验等各项工作的安全要求,应采取的安全组织措施、技术措施都作了明确的规定。发电厂应严格执行 DL 408—1991,也可以根据现场情况制定补充条文,经厂总工程师批准后执行。但补充条文不得与 DL 408—1991 相抵触,不得降低安全要求水平,否则,造成事故时,仍按 DL 408—1991 的规定进行调查分析,并追究批准者的责任。

1.2.3 《电业安全工作规程(热力和机械部分)》

《电业安全工作规程(热力和机械部分)》不仅适用于所有从事热力和机械工作的人员,其综合部分、通用部分还适用于电气等工作人员。它主要规定了热力和机械设备,以及电气、线路方面的综合、通用性作业时应采取的防止人身伤

害的组织措施、技术措施、禁止事项、作业方法和安全注意事项。从可能造成人身伤害的事故形态来划分,主要是触电、机械伤害、烧(灼)烫伤、高处坠落、窒息、中毒、起重伤害、爆炸起火、厂内车辆伤害等。这些规定都是在凝结长期实践经验和血的教训基础上,结合各项工作安全作业规律制定的。严格贯彻执行各项规定,以保证在热力和机械设备上以及综合、通用性作业的安全。

《电业安全工作规程(热力和机械部分)》涉及面广,除电力行业和国家有关法规、规程、标准外,还涉及许多行业的安全技术知识。但迄今尚未颁发条文释义,对一些条文规定在理解和执行上缺乏统一的确切依据,因此,对《电业安全工作规程(热力和机械部分)》专业性较强的条文,要结合实际慎重地执行,并采取必要的补充措施。

《电业安全工作规程(热力和机械部分)》对生产厂房和工作场所的安全作业条件、作业环境条件;对从事热力和机械工作人员和其他生产人员的健康条件、服装要求,应使用的安全工器具和安全防护用品;对生产现场和设备系统应采取的防火措施和应具备的消防设施、灭火器材;对一般工具使用的安全要求和安全工器具、防护用品、登高用具、起重工具的技术要求和定期检验周期等都作了明确规定。

《电业安全工作规程(热力和机械部分)》还对各类设备的运行、维护工作应遵守的安全规定及设备系统应具备保证人身安全的技术措施要求分别作了明确规定。在检修安全作业方面,除对燃煤设备、燃油设备、锅炉设备、汽轮机设备、管道、容器、化学设备等专业分别作了具体的安全作业规定外,还对通用性的检修作业,如转动机械、汽水管、油管道、瓦斯管道、容器、地下沟道的检修作业以及焊接、起重搬运、高处作业、土石方、潜水等作业安全作了具体的、针对性的规定。

进行上述工作时,应按照规定要求,采取相应的安全措施,必要时还应结合实际情况补充安全措施。实践表明,作业中违反《电业安全工作规程》,就会发生人身伤害和设备损坏事故。

1.2.4 事故调查规程

原国家电力公司颁布的《电业生产事故调查规程》是对事故调查和统计报告的规程,目的是通过对事故的调查分析和统计,总结经验教训,研究事故规律,开展反事故斗争,促进电力生产全过程的安全管理,并通过反馈事故信息,为提高规划、设计、施工安装、调试、运行和检修水平以及设备制造质量提供依据。因此,发电厂应严格执行事故调查规程,认真吸取事故教训,提高本厂安全生产水平。

(1) 按照事故调查规程规定对发生的事故、障碍进行调查分析。调查分析事故应坚持“三不放过”的原则,即事故原因不清楚不放过,事故责任者和受教育者没有受到教育不放过,没有采取防范措施不放过。“三不放过”原则的基点是事故原因不清不放过,原因查清了,就可以分清责任,防范措施就有针对性。

(2) 发电厂发生事故后,应及时向上级主管部门报告事故简况。发生可能构成特大、重大、人身死亡、两人及以上的人身重伤和性质严重的设备损坏事故时,必须在 24h 内以电话向上级主管部门报告事故情况。事故报告要按规定时间报送,并且做到准确、完整。

(3) 调查分析事故的目的是查清事故原因,吸取教训,改进工作,防止同类型事故重复发生。因此,应在查清事故原因和暴露问题的基础上,举一反三制定针对性防范措施,明确负责单位和负责人,限期完成,预防类似事故的再次

发生。

(4) 做好安全信息反馈工作。对本厂发生的事故等不安全情况的教训,特别是涉及人身安全、违章违纪、人员责任方面的教训,要及时下传到各车间、班组,以便及时吸取教训,防止发生类似事故。

2 事故及其预防

电力生产事故是电力企业的灾害,就事故发生所造成的后果和波及程度来说,会给家庭、社会乃至国家造成极大的损失和影响,念念不忘事故的教训,举一反三,落实事故的防范措施和采取有效的对策来控制事故的发生,真正做到预防为主,可以达到保人身、保设备、保电网的目的。

2.1 事故原因

电力生产事故发生的原因分为直接原因和间接原因。

2.1.1 直接原因

直接原因又称为一次原因,通常进一步分为两类。一类是人的原因,指由于人的不安全行为所引起的;另一类是物的原因,是指设备、环境不良所引起的原因。

2.1.2 间接原因

间接原因又称为二次原因,大致有:

(1) 技术的原因。包括主要装置、机械、建筑物的设计,建筑物竣工后的检查、保养等技术方面不完善,机械装备的布置,工厂地面、室内照明以及通风、机械工具的设计和保养,危险场所的防护设备及警报设备,防护用具的维护和配备等所存在的技术缺陷。

(2) 教育的原因。包括与安全有关的知识经验和不足,对作业过程中的危险性及其安全运行方法无知、轻视、不理解、训练不足、坏习惯、没有经验等。

(3) 身体的原因。包括身体有缺陷,如头疼、眩晕、癫痫等病等疾病,近视、耳聋等残疾,由于睡眠不足而疲劳,酩酊大醉等。

(4) 精神的原因。包括怠慢、反抗、不满等不良态度,焦躁、紧张、恐怖、不和、心不在焉等精神状态,偏狭、固执等性格缺陷,以及智能缺陷。

(5) 管理的原因。包括企业主要领导人对安全的责任心不强,作业标准不明确,缺乏检查保养制度,人员配备不完善,劳动意志消沉等管理上的缺陷。

一般说来事故发生的原因,不外乎上述原因中的某一个,或者某两个以上的原因同时存在。实际上,这些原因中,技术、教育及管理这三项原因占大部分,可以说这三项原因是极其重要的事故原因。

2.2 事故预防

事故的发生一般是环境、人的误判断、人的不安全行为潜在的、故障或事故、人体受到伤害发生连锁反应的结果。事故一般起源于人的判断,如果判断错误,就会导致人的不安全行为,不安全行为会触发潜在的、故障,引起事故的发生。

安全管理工作的中心是防止人为的不安全动作,消除机械的或物质的危害,这就必须加强探测技术和控制技术的研究。人为的失误常常是事故的直接原因,它是问题的中心。控制事故的方法也必须针对人的失误。人的失误是人为地使系统发生故障或发生机能不良的事件,是违背或操作的错误行为。

人的判断不发生错误,一般不会发生事故,如果排除了

潜在的危險和故障，及早发现问题，即使人的判断发生错误，也不会发生事故，不会导致人身伤害。事故之所以发生，是因为客观上存在着不安全因素和众多的社会因素及环境条件。

“隐患”多由物的不安全状态和管理上的缺陷共同偶合形成的，客观上一旦出现事故隐患，人主观上又表现了不安全行为，就会立即导致事故发生。

因此，从事故发生的过程看，要预防事故的发生，加强管理是消灭事故的重要手段，根本的方法和对策，只能是消除潜在的危害因素，使人不发生误判断、误操作等人的行为失误。

2.2.1 防止设备损坏事故

发电厂发生设备事故，将会导致电网出力下降，甚至造成对用户突然停电、停热。影响本厂发电、供热任务的完成，支付修复费用而加大成本开支。防止重大、特大设备严重损坏事故要以认真贯彻《二十五项反措》为主。因此，各级领导都应认真学习掌握《二十五项反措》的内容和要求，结合本厂设备系统的实际情况，制定本厂的防止重大、特大设备严重损坏事故的措施，作为安全生产工作的重点工作目标组织实施。组织专业人员学习掌握有关反事故技术措施的具体内容，对照本厂设备和现场规程制度，检查落实。

2.2.2 防止人身事故

国家和上级部门颁发了一系列有关保护电力生产中作业人员人身安全的安全工作规程、制度，发电厂又结合实际情况制定了相应的实施细则或补充规定。上述安全工作规程、制度对保护作业中人身安全的组织措施、技术措施、作业环境安全设施、安全工器具和防护用品等都作了明确的规定。严格执行安全工作规程、制度，完全可以保证生产作业中的人身安全。但是，由于人员安全防护意识薄弱，安全技术素质差，不认真执行安全工作规程制度，习惯性违章，作业环境安全设施存在缺陷，安全工器具或防护用品质量不良，不使用或不正确使用安全工器具和防护用品等诸多原因，在各省乃至全国范围，发电生产中人身伤亡事故仍时有发生，有时还造成多人伤亡的严重后果。

2.2.3 防止火灾事故

发电生产过程（特别是火力发电）中使用大量的可燃物、易燃物，如锅炉使用燃煤、燃油、天然气、煤气；汽轮机等转动设备使用大量润滑油、液压控制用油；充油电气设备使用大量绝缘油；电气、热力设备和控制系统使用大量动力、控制电缆，其绝缘物以及护套为可燃物；生产中、作业中使用氢气、乙炔气等易燃易爆气体；检修维护工作中使用汽油、柴油、酒精等易燃物，搭设脚手架使用竹木等可燃物，以及各种车辆用油等。上述可燃物、易燃物不仅使用量大，分布面广，有些可燃物、易燃物的易燃易爆性强，而且使用环境存在引燃引爆的因素，极易发生起火、爆燃，特别是油系统、电缆着火，油气、氢气、煤粉爆炸，将会造成巨大经济损失和人身伤害。因此，上述可燃物、易燃物在运输、贮存和使用中，要从设备、设施上和使用方法上采取完善的预防着火、爆燃措施。同时还需备有完善的消防措施，以便在万一发生着火或爆燃时，能及时扑灭。

3 生产设备的安全性评价

火力发电厂的安全运行除与安全管理、设备管理和可靠性管理相关外，重要的还与生产设备的安全相关，本节主要介绍生产设备的安全性评定。设备的安全性评定按相关国家标准、电力行业标准及机械行业标准执行；安全性评定的程

序为组织各专业技术专家到电厂进行机组资料审查、现场检查、与电厂各专业技术人员交流了解情况，依据检查结果对设备状态进行评分。

3.1 锅炉设备安全性评价

锅炉设备安全性评价的部件、主要项目和内容见表 16.4-1。

表 16.4-1 锅炉设备安全性评价部件、主要项目和内容

评价部件或项目	评价内容
技术资料	技术登录簿的完整性；设计、安装、运行、历次检修及事故资料是否齐全
锅炉整体运行状况评价	(1) 锅炉启动状态是否良好 (2) 平衡通风锅炉是否烧正压，引风机出力是否满足燃烧自动调节装置投入的条件 (3) 过热器、再热器和水冷壁管壁温度是否存在频繁超温 (4) 吹灰器是否正常投入，燃烧室是否经常发生严重结焦 (5) 电除尘装置是否正常投入，水膜除尘器是否存在严重带水缺陷 (6) 连续排污和定期排污的状态 (7) 锅炉各类事故的原因是否查明，对策是否落实 (8) 锅炉内外部检验和超压试验状况
汽包或汽水分离器	(1) 汽包内部构件、汽水分离等装置工作是否正常 (2) 壁温测点、水位计、加药管是否正常 (3) 加药门、排污门、事故放水门检查 (4) 膨胀与膨胀指示器及支吊系统是否完好 (5) 筒体和管子角焊缝表面，焊缝是否存在超标缺陷或裂纹 (6) 内表面腐蚀、裂纹、划痕、沟槽等检查及壁厚测量
过热器、再热器及集汽联箱等高温联箱省煤器、水冷壁等中温联箱	(1) 外表面裂纹、划痕、沟槽和管座角焊缝裂纹等宏观检查 (2) 壁温测点、水位计检查 (3) 膨胀与膨胀指示器及支吊系统是否完好 (4) 筒体和管子角焊缝表面，焊缝是否存在超标缺陷或裂纹 (5) 筒体、封头壁厚和孔桥间变形测量，筒体蠕胀测量 (6) 高温联箱的微观金相组织和硬度是否正常
过热器、再热器管水冷壁和省煤器管	(1) 管子外表面积灰、氧化、腐蚀、磨损检查及管排排列是否整齐 (2) 墙体、保温及防磨设施是否完好，烟气通道是否正常 (3) 管子外径和向火侧壁厚测量 (4) 过热器、再热器历次割管进行的抗拉强度、硬度、金相及内壁氧化层厚度 (5) 水冷壁历次割管进行的内壁垢量的检测
预热器、烟风道及风门检查	(1) 预热器管箱、堵管率 (2) 各部伸缩节裂缝、腐蚀、磨损情况 (3) 烟风通道畅通及构件完好情况 (4) 风压试验情况
汽水系统安全阀	(1) 安全门严密性、灵活性及行程是否正常 (2) 给水、减温水调节阀、电动阀门及其他阀门是否正常
辅机检查	(1) 转动机械各部间隙 (2) 试转振动、轴承温度、挡板开度指示 (3) 钢球磨煤机钢球数量及大小尺寸 (4) 引风机、送风机、排粉机润滑系统、冷却系统 (5) 排粉机、引风机叶轮磨损 (6) 燃油系统 (7) 制粉系统及粉仓、温度测点 (8) 给粉系统及给粉机

续表

评价部件或项目	评 价 内 容
锅炉整体试验状况	(1) 炉膛空气动力场试验 (2) 超工作压力水压试验 (3) 风压试验 (4) 联动保护试验 (5) 安全门整定试验 (6) 给粉机转速调整试验 (7) 引风机油压联动试验 (8) 锅炉安全门保护、磨煤机轴瓦温度保护试验 (9) 锅炉自动设备校验 (10) 水位自动设备校验 (11) 热负荷自动设备校验 (12) 主蒸汽温度自动设备校验
水位表	(1) 就地水位表的设计、安装、运行是否符合规定 (2) 就地水位表的正常及事故照明是否良好, 水位是否清晰 (3) 就地和远传水位表的校验
锅炉其他	防寒防冻措施的执行

3.2 汽轮机设备安全性评价

汽轮机设备安全性评价的部件、主要项目和内容见表 16.4-2。

表 16.4-2 汽轮机设备安全性评价部件、主要项目和内容

评价部件或项目	评 价 内 容
技术资料	(1) 汽轮机设计、安装、运行、历次检修及事故资料是否齐全 (2) 转子原始弯曲(最大晃度值和最大弯曲点的轴向位置及圆周方向相位) (3) 大轴晃度表测点安装位置的转子原始晃度值 (4) 轴系的临界转速及正常启动、运行工况下各轴承的振动 (5) 正常行工况下盘车电流及电流摆动 (6) 正常停机的惰走时间和破坏真空紧急停机时的惰走时间 (7) 停机后正常情况下汽缸金属温度的下降曲线或记录 (8) 正常启动下调速级及汽缸金属温度的变化曲线或记录 (9) 通流部分轴向间隙及径向间隙
汽轮机本体技术状况	(1) 汽缸(含喷嘴)表面裂纹、漏汽或结合面螺栓隐患的检查 (2) 转子表面(特别是调速级及前轴封凹槽)裂纹的检查和轴瓦的无损检测 (3) 转子(含接长轴)或联轴器(含连接螺栓)是否存在隐患 (4) 隔板、叶片的变形或裂纹, 复环、拉金的隐患检查 (5) 主汽门、调速汽门、再热主汽门、再热调速汽门的隐患检查 (6) 轴瓦巴氏合金(一般为锡—铍合金)脱胎、龟裂等的检查 (7) 转子末级动叶的频率特性检查 (8) 主轴和主轴承的振动或推力轴承瓦块温度 (9) 滑销系统功能是否正常, 是否存在汽缸膨胀受阻和偏移 (10) 汽缸是否存在漏进冷汽、冷水的隐患
调节保安系统	(1) 所有的超速保安装置是否完好, 并能正常投入 (2) 调速系统是否存在卡涩或锈蚀, 汽轮机油、抗燃油质是否良好 (3) 调速系统速度变动率和迟缓率, 甩额定负荷时, 调速系统能否维持机组转速低于危急保安器动作值 (4) 危急保安器动作试验、调速部分特性试验及空负荷试验合格 (5) 自动主汽门、调节汽门严密性试验合格 (6) 抽汽止回阀、自动主汽门关闭时间试验合格

续表

评价部件或项目	评 价 内 容
重要辅机及附属设备	(1) 凝结水、循环水系统和真空系统的检查 (2) 给水泵和凝汽器检查
汽轮机油系统防火	(1) 主油泵、交/直流油泵、顶轴油泵及冷油器的检查 (2) 油管道及阀门的质量状态 (3) 油压继电器试验数据
辅机保护	抽汽止回阀和加热器保护的状态是否正常

3.3 四大管道和压力容器的安全性评价

四大管道和压力容器安全性评价的部件、主要项目和内容见表 16.4-3。

表 16.4-3 四大管道和压力容器安全性评价的部件、主要项目和内容

评价部件或项目	评 价 内 容
技术资料	(1) 原材料质量证明书及复检资料、强度计算书 (2) 运行参数和历程 (3) 历次检验资料、事故记录及焊缝的挖补修复记录
主蒸汽管道、高温再热蒸汽管道、低温再热蒸汽管道和主给水管	(1) 外表面裂纹、划痕、沟槽和管座角焊缝裂纹等宏观检查 (2) 纵、环焊缝, 弯管/弯头外弧侧外/内表面及疏水管、仪表管管座的无损检测 (3) 直管段、弯管和焊缝微观金相组织检查和硬度测试 (4) 直管段、弯管外弧侧壁厚测量, 弯管/弯头不圆度测量 (5) 蠕胀测量(仅对主蒸汽管道和高温再热蒸汽管道) (6) 管系支吊架系统检查
除氧器、加热器、扩容器、贮氢罐等压力容器	(1) 外表面裂纹、划痕、沟槽和管座角焊缝裂纹等宏观检查 (2) 纵、环焊缝的无损检测及壁厚测量 (3) 支座系统检查

3.4 电气设备安全性评价

电气设备安全性评价的部件、主要项目和内容见表 16.4-4。

表 16.4-4 电气设备安全性评价的部件、主要项目和内容

评价部件或项目	评 价 内 容
技术资料	(1) 发电机设计、安装、运行、历次检修及事故资料是否齐全 (2) 高压设备台账的齐全完整性和历次检修资料
发电机金属部件评价	(1) 转子、护环表面是否存在裂纹、划痕、锈蚀等缺陷 (2) 转子、护环的无损检测和硬度检测
发电机及励磁系统整体运行状态	(1) 转子是否存在接地或不稳定接地缺陷 (2) 氢冷发电机是否存在漏氢或氢纯度频繁下降缺陷, 氢气的湿度是否合格。水冷发电机冷却水水质、压力、温度是否稳定并控制在合格范围内 (3) 主要电气监测仪表的状态 (4) 定子、转子绝缘的监视、信号装置 (5) 定子、转子是否存在局部过热或其他危及安全运行的缺陷 (6) 发电机封闭母线(含中性点)有无局部过热, 排氢孔是否符合规定 (7) 密封瓦是否存在向机壳内漏油缺陷 (8) 自动调节励磁装置的调节性能 (9) 灭磁开关、掉磁及灭磁性能 (10) 主、备励磁切换系统的安全切换状态

续表	
评价部件或项目	评价内容
发电机 电气检查	(1) 发电机定子绕组直流电阻测量 (2) 发电机定子绕组交/直流耐压及泄漏电流试验 (3) 发电机铁芯试验
发电机绝缘	(1) 发电机转子绕组绝缘电阻测量和交流阻抗试验 (2) 发电机转子绕组直流电阻测量和交流耐压试验
主变压器和 厂用变压器	(1) 变压器油分析 (包括糠醛、微水、介损、耐压、色谱等分析) (2) 变压器绕组直流电阻、绝缘电阻测量和吸收比试验 (3) 绕组的介损试验 (4) 电容型套管的介损和电容量测量 (5) 变压器局部放电试验和绕组变形试验
电流互感器 电压互感器	(1) 绕组及末屏的绝缘电阻测量 (2) 介损和电容量测量 (3) 油中溶解气体色谱分析
高、低压配电 装置	(1) 系统接线和运行方式 (2) 母线及架构 (3) 高压断路器设备 (4) 电压、电流互感器, 避雷器和耦合电容器 (5) 防误操作技术措施 (6) 过电压保护装置和接地装置
继电保护及 自动装置	(1) 发电机—变压器组保护装置静态调试、保护盘接线、保护整定、整组传动、信号均正确 (2) 厂用高压变压器保护装置静态调试、保护盘接线、保护整定、整组传动、信号均正确 (3) 厂用高压变压器气体继电器校验
直流系统	(1) 蓄电池状态 (2) 直流运行方式和工况 (3) 直流系统绝缘装置测量部分和信号部分的运行状态, 直流母线电压检测装置的运行状态 (4) 电压、电流互感器, 避雷器和耦合电容器 (5) 防误操作技术措施
备用电源自动 投入装置	(1) 备用电源自动投入装置静态调试、接线、整定、模拟切换是否正常 (2) 二次接线对地绝缘符合要求 (3) 发电机励磁系统要求该系统的静态调试、动态试验均合格
电缆及电缆 用构筑物 (含热控电缆)	(1) 电缆的直流耐压、泄漏电流和绝缘电阻试验 (2) 电缆敷设及环境状况 (3) 电缆的阻燃措施 (4) 电压、电流互感器, 避雷器和耦合电容器

3.5 电站化学设备安全性评价

电站化学设备安全性评价的部件、主要项目和内容见表 16.4-5。

表 16.4-5 电站化学设备安全性评价的部件、主要项目和内容	
评价部件或项目	评价内容
水处理 设备状况	(1) 除盐水、软化水、凝结水、冷却水系统等水处理设备状态完好 (2) 在线检测仪表的投运及定期检验
水、汽 质量指标	(1) 炉水、循环水、除盐水、软化水、凝结水、除氧器出水 and 主蒸汽符合相关标准或规程 (2) 化学运行记录、定期分析和试验报告
氢气系统 及设备	(1) 氢、氧压力调整器运行状态良好 (2) 氢、氧压力调整器高低液位报警装置、远方液位计和电解槽出口母管氢中含氧量在线检测仪表完整, 运行状态良好 (3) 定期化验氢气纯度和湿度

续表	
评价部件或项目	评价内容
机组检修 期检查	(1) 对规定部位和项目的检查及检测。如对锅炉汽包、水冷壁、省煤器内部的结垢、腐蚀, 过热器积盐、腐蚀, 下联箱沉积物、腐蚀状况和垢样的成分分析 (2) 对汽轮机转子、隔板、叶片积盐、腐蚀, 凝汽器铜管的腐蚀减薄, 低压加热器汽侧铜管冲蚀和除氧器内沉积物、腐蚀状况的检查及垢样成分分析 (3) 加药系统 (4) 汽轮机油、变压器油分析 (5) 机组停运的防腐措施

3.6 热工设备安全性评价

热工设备安全性评价的部件、主要项目和内容见表 16.4-6。

表 16.4-6 热工设备安全性评价的部件、主要项目和内容	
评价部件或项目	评价内容
锅炉部分	(1) 燃烧室安全监控装置、简易灭火保护及火焰检测装置是否正常 (2) 汽包炉的缺/满水保护、直流炉的断水 (流量低) 保护 (3) 给水自动调节装置和主蒸汽/再热蒸汽温度、燃烧自动调节装置是否正常可靠 (4) 评价期内主要热工保护和自动装置是否存在原因不明的误动、拒动引起机组跳闸或造成其他后果的隐患 (5) 燃烧及制粉系统 (引、送、排、磨、一次风机等) 连锁装置是否正常投入 (6) 远程水位表设计、安装、运行是否符合规定 (7) 下列温度表是否投入, 测点数和位置是否满足要求, 指示值同相关仪表指示的对应关系是否正常: 过热器出口、再热器进/出口、减温器前/后、给水、汽包壁 (内外、上下)、再热器入口烟气、排烟、过热器/再热器管壁、燃油炉炉前燃油、直流炉中间点及水冷壁出口工质、磨煤机出口风粉混合物、煤粉仓 (8) 下列压力表是否全部投入, 指示值同相关仪表指示的对应关系是否正常: 汽包、给水调节阀前后、过热器/再热器进出口、直流炉启动分离器和一次汽水系统截断阀前、燃油炉供油/回油、强制循环锅炉炉水循环泵进出口压差、安全门控制用压缩空气气源、各安全门前压力表、燃烧室压力表 (9) 主蒸汽、给水、减温水流量表是否全部投入, 指示值同相关仪表指示值的对应关系是否正常 (10) 下列报警装置是否正常可靠: 主蒸汽/再热蒸汽压力/温度、过热器/再热器壁温汽包水位、给水压力、燃烧室压力、停炉保护动作、燃油压力、汽包壁温差、燃料中断、安全门动作、磨煤机出口风粉混合物温度、热工保护电源的消失
汽轮机部分	(1) 汽轮机监测控制保护装置、轴向位移保护装置和超速保护装置是否正常可靠 (2) 低油压、低真空保护是否正常可靠及定期试验 (3) 轴封压力自动调节装置、高压加热器水位保护是否正常及定期试验 (4) 除氧器水位、压力调整和高水位自动放水装置是否投运并定期试验 (5) 润滑油压低启动交流润滑油泵、密封油压低启动备用交直流密封油泵的连锁及其他辅机连锁是否投运, 电源连接是否合理、可靠 (6) 密封油箱自动补油、排油装置是否正常投运 (7) 下列报警装置是否正常可靠: 轴承温度、润滑油压、密封油压、主油箱油位、主蒸汽/再热蒸汽温度、发电机内冷水压、真空、凝汽器水位、高压加热器水位、轴承振动及轴振

续表

评价部件或项目	评 价 内 容
汽轮机部分	(8) 下列仪表是否投入正常且定期校验: 轴向位移、相对膨胀、汽缸膨胀表、转速表、晃度表、轴振及轴承振动表、主轴承温度表、推力瓦块温度表、润滑油压表、润滑油温度表、上/下汽缸内外壁温度表、凝汽器水位表、真空表、除氧器水位表、主油箱油位计、主蒸汽/再热蒸汽温度表、压力表、监视段压力表、排汽温度表、调速系统油压表
电气部分	(1) 水内冷发电机断水保护和双水内冷机组漏水检测装置是否正常可靠及定期校验 (2) 1MVA 及以上油浸变压器和 500kVA 及以上的厂用变压器远方信号的温度计是否正常可靠及定期校验 (3) 8000kVA 及以上的变压器的远距离测温装置是否正常可靠及定期校验 (4) 下列压力表是否投入且正常: 发电机氢气、氢侧及空侧密封油、氢气冷却器冷却水、水冷发电机冷却水 (5) 下列温度表是否投入且正常: 发电机定子绕组和铁芯、定子/转子冷却水出水、发电机进出口氢气或空气、冷却器进出口冷却水 (6) 发电机化学监督仪表是否正常可靠: 发电机氢气纯度、水冷发电机冷却水导电度、定/转子冷却水流量
热工及其他	(1) 热工电源系统各级小开关和熔断体定值配合是否合理, 有无定值一览表或图 (2) 热工用 UPS 电源装置和故障顺序记录仪是否正常是可靠 (3) 热工保护投入率是否达到 100%, 自动装置投入率是否达到 80% (4) 热工仪表校验率和仪表校前合格率是否达到主管单位下达指标 (5) 设备台账、检修技术资料, 规章制度是否齐全、完整

4 机组和部件的寿命评估与寿命管理

4.1 机组和部件寿命评估的概念和意义

4.1.1 机组和部件寿命的概念

(1) 设计寿命。对火电机组来讲只具有理论上的意义, 一般经验的确定为 30 年。对金属部件来讲, 目前国内外采用的常规强度设计不能给出部件的设计寿命, 对压力容器和管道, 即由其压力、温度、材料的许用应力和结构几何确定部件的壁厚; 对转动部件, 即由其扭矩、温度、材料的许用应力和结构几何确定轴的直径。对锅炉部件来说, 制造厂有时对汽包或汽水分离器(直流锅炉)进行疲劳寿命校核, 并以此作为锅炉的设计寿命也是不严格的, 只能称为常规强度设计, 疲劳寿命校核。只有进行有限寿命设计的部件才有设计寿命, 例如飞机、卫星等高端技术装置。

(2) 安全运行寿命。部件在服役条件下可安全运行的实际时间或疲劳循环次数。

(3) 剩余寿命。安全运行寿命减去部件已累积运行的时间或疲劳循环次数。

4.1.2 机组和部件寿命评估的概念

机组的寿命评估主要是对关键部件进行寿命评估, 部件寿命评估必须考虑是否含超标缺陷。对于不含超标缺陷的部件, 主要依据部件的设计、制造、服役条件、运行历程、维修更换等资料, 部件当前的状态, 材料的各项力学性能和微观组织老化程度, 部件服役环境和危险部位的受力状态, 采用合适的评估方法(判据)对部件的寿命作出预测; 对于含超标缺陷的部件, 主要根据部件缺陷的性质、大小和分布及缺陷所在部位的受力状态, 部件材料的力学性能, 特别是断

裂韧度以及微观组织状态, 用断裂力学的方法分析部件缺陷的危险程度。

4.1.3 机组和部件寿命评估的意义

对机组和部件进行寿命评估, 一方面可预知部件的安全运行寿命, 及时掌握设备的安全状态和寿命损耗, 避免突然事故的发生, 为机组的安全可靠运行提供技术支持; 另一方面, 为机组的状态检修、部件的更换提供必要的技术依据, 降低检修成本。

4.1.4 机组和部件寿命评估的适应范围

机组和部件寿命评估主要是针对那些对机组安全性影响大的关键部件。关键部件是指发生事故时迫使机组产生持续的停运, 危及人身安全, 修理、更换费用高、时间长的部件, 是进行机组和部件寿命评估的主要对象。一般部件或有影响部件是指发生事故或故障时, 可能导致机组的性能下降, 机组短时间停运, 一般不会危及人身安全的部件。这类部件损坏时易作更换处理。

4.2 部件寿命评估程序和分级

4.2.1 部件寿命评估的程序

图 16.4-1 和图 16.4-2 示出了无超标缺陷部件寿命评估和含超标缺陷部件安全性评估的程序。其中图 16.4-2 中的失稳断裂评估包括了以裂纹尖端张开位移(CTOD)、 J 积分、应力强度因子 K_I 和应变能密度因子 S 为判据的分析评定。

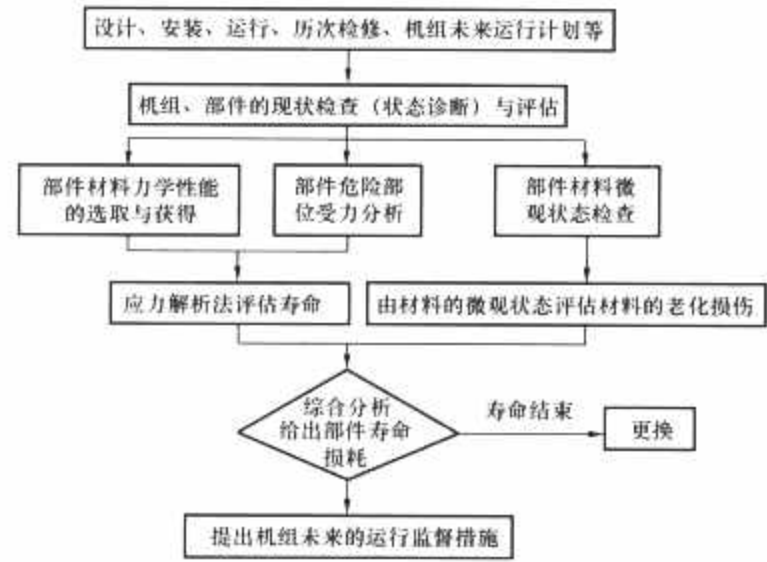


图 16.4-1 无超标缺陷部件寿命评估程序框图

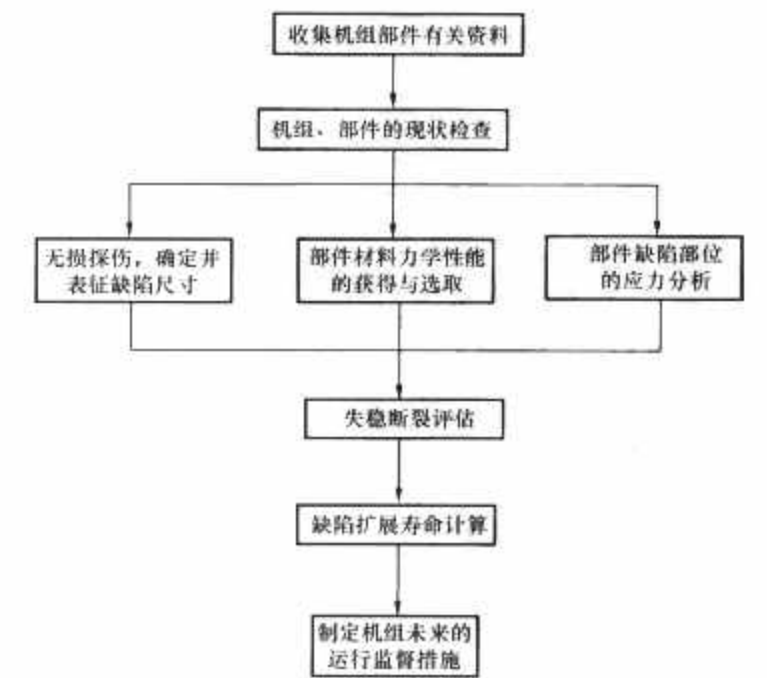


图 16.4-2 含超标缺陷部件寿命评估程序框图

4.2.2 部件寿命评估的分级

部件的寿命评估程序可按三级评定法进行，表 16.4-7 列出了三个等级评估所需资料。

表 16.4-7 三个等级评估所需资料

资料信息类别	I 级评估	II 级评估	III 级评估
制造及运行资料	制造及运行资料	制造及运行资料	制造及运行资料
运行历程、事故及维修记录	电厂记录	电厂记录	电厂记录
温度和压力	设计或实际运行值	实际运行或测量值	实际运行或测量值
运行工况	记录或额定	检测	详细检测
部件几何尺寸	设计制造资料	测量	测量
是否取样	否	否	是
微观组织	现场复型试验	现场复型试验	现场复型+实验室试验（不可取样的部件除外）
材料性能	查阅资料，取最低值	查阅资料，取最低值	试验测定，取最低值（不可取样的部件除外）

4.2.3 寿命评估报告

评估报告的主要内容应包括：

- (1) 机组概况及运行历程、参数等。
- (2) 部件的状态检验与评估，特别是高温部件材质的老化程度。
- (3) 部件寿命评估结果应包括选取的材料性能、危险部位的应力分析、评估方法或判据。
- (4) 对机组继续使用的建议与监督措施包括重点监督的部件及部位、下次进行寿命评估的预期时间、机组运行方式、参数限制等。

4.3 金属部件主要损伤机理

4.3.1 蠕变与蠕变损伤

火电机组的主蒸汽/高温再热蒸汽管道，锅炉的集汽联箱、高温过热器/再热器联箱以及高温过热器/再热器管等，这类部件的服役温度通常高于 540℃，超超临界机组高温部件的服役温度高于 600℃，其损伤主要为蠕变损伤，汽轮机高、中压转子也承受蠕变损伤。

蠕变损伤一方面引起金属部件不可逆的永久塑性变形，另一方面导致金属微观组织的老化和力学性能的劣化，产生蠕变裂纹。低合金耐热钢（例如 15CrMo、12Cr1MoV 和 P22 等）的组织老化表现为珠光体组织的分散，碳化物的析出球化、晶界碳化物的聚集和长大；9%~12%Cr（例如 P91、P92、E911、P122、X20CrMoV121、X20CrMoWV121 等）马氏体耐热钢的组织老化表现为马氏体组织的分解，位错密度的下降，亚晶的形成，第二相（碳化物、Laves 相、Z 相等）的析出、聚集和长大。

微观组织的老化导致材料抗拉性能、持久强度、蠕变极限、硬度和冲击韧度的下降，脆性形貌转变温度 FATT₅₀（Fracture Apperance Transition Temperature）和屈强比的上升（即形变强化能力下降、材料脆性增加）。

4.3.2 疲劳损伤

材料或部件在长期循环交变应力或应变作用下，在一处或几处产生局部永久性累积损伤，经一定循环次数后产生裂纹或突然完全断裂，疲劳断裂时不产生明显的宏观塑性变形。金属疲劳主要分为高周疲劳与低周疲劳。

4.3.2.1 高周疲劳

材料在低于其屈服强度甚至低于弹性极限的循环应力作用下，经 10⁷ 次以上循环次数、频率通常高于 20Hz 而产生的疲劳破坏。其破坏的特点是突发性、高度局部性及对缺陷和应力集中的敏感性。汽轮机叶片主要为高周疲劳损伤。

4.3.2.2 低周疲劳

金属材料在超过屈服强度的循环应力作用下，经 10²~10⁵ 次循环而产生的疲劳。低周疲劳试验通常在控制应变下进行，也称塑性疲劳或应变疲劳，其循环频率通常低于 10Hz。汽轮机转子、锅炉汽包/汽水分离器主要为低周疲劳损伤，联箱、管道等部件也承受低周疲劳。

4.3.2.3 其他形式的疲劳

根据载荷的高低/方式、环境，电厂金属部件还存在以下类型的疲劳，但其本质为高周疲劳或低周疲劳。

(1) 热疲劳。由于温度的循环变化而产生的循环热应力所导致的疲劳。

(2) 高温疲劳。狭义的高温疲劳是指金属材料在再结晶温度以上发生的疲劳，广义的高温疲劳是指高于常温的疲劳。

(3) 热机械疲劳。温度循环与外加应力或应变循环叠加的疲劳。

(4) 腐蚀疲劳。腐蚀环境和循环应力（应变）的复合作用所导致的疲劳。

4.3.3 腐蚀

金属与周围环境发生化学、电化学反应和物理作用引起的变质和破坏。化学腐蚀是材料或设备表面和其周围介质直接进行化学反应而使金属遭到的破坏，它们大多发生在气态环境中，如火电厂锅炉管的外表面受高温烟气的氧化，烟气中硫化物的腐蚀及燃气轮机叶片受燃气的腐蚀等。在金属腐蚀破坏过程中，有电流产生的称为电化学腐蚀，如火电厂所有与化学处理水、锅炉给水、锅炉水、冷却水，以及与湿蒸汽、湿空气接触的金属设备所遭受的腐蚀。

金属的腐蚀按机理分为化学腐蚀和电化学腐蚀；按腐蚀的破坏形态分为全面腐蚀和局部腐蚀，前者包括均匀的全面腐蚀和不均匀的全面腐蚀，后者常见的类型有电偶腐蚀、点腐蚀、缝隙腐蚀、晶间腐蚀、选择性腐蚀、应力腐蚀和磨（冲）蚀等。

4.3.3.1 全面腐蚀

在材料或设备整个表面或一个大面积上与周围介质普遍地发生化学或电化学反应的破坏。全面腐蚀虽不会明显缩短设备使用期限，但金属在大面积上受到腐蚀时，会产生腐蚀产物，当腐蚀产物带入锅炉内，沉积在管壁上，会引起沉积物的腐蚀损坏。

4.3.3.2 电偶腐蚀

当两种具有不同电位的金属相互接触（或通过导体连接）并存在电解质溶池而发生的腐蚀现象，又称异金属接触腐蚀。如运行中凝汽器铜合金管与钢管板胀接处的金属腐蚀。

4.3.3.3 点腐蚀

点腐蚀又称孔蚀，金属的某一部分被腐蚀成为一些小而深的点孔，腐蚀产物及介质在蚀点底部越浓缩，作用越厉害、蚀洞越深，有时甚至发生穿孔。

4.3.3.4 缝隙腐蚀

当构件具有缝隙或覆盖沉积物表面暴露在腐蚀介质中时，在缝隙局部范围内发生的腐蚀。如金属铆接处、螺栓连接处和金属表面沉积物下面的腐蚀。

4.3.3.5 晶间腐蚀

金属材料在某些腐蚀介质（如 NaOH）中，晶界的溶解速度远大于晶粒本身的溶解速度时，会产生沿晶界进行的选择性局部腐蚀。

4.3.3.6 选择性腐蚀

合金中活性较强的组分，在电化学过程中发生的选择性脱离，如黄铜脱锌、青铜脱锡等。

4.3.3.7 应力腐蚀

金属在应力（包括外加载荷、热应力及冷加工、热加工或焊接后的残余应力等）和特定的腐蚀介质联合作用下出现的腐蚀现象。由应力腐蚀导致构件的脆性断裂称为应力腐蚀断裂。造成材料应力腐蚀的三要素是：

（1）敏感的材料。这种材料在某种介质中对应力腐蚀敏感，抗应力腐蚀能力差，就有可能发生应力腐蚀。

（2）特定的腐蚀介质。对某种材料，只有在特定的腐蚀介质中含有某些对其发生应力腐蚀有特效作用的离子、分子时才会发生应力腐蚀。

（3）材料处于应力，特别是拉应力作用下。这个拉应力除了工作应力外，残余应力往往在应力腐蚀中起主导作用。

应力腐蚀是以极为隐蔽的局部腐蚀开始，生成的裂纹在其尖端高拉伸应力及电化学腐蚀协同作用下扩展，常常没有明显的预兆而造成灾难性事故。

4.3.4 氧化

工件表面的金属原子与介质中的氧、二氧化碳和水蒸气等发生化学反应而生成氧化物的现象。在高温下，金属与空气中的氧发生化学反应而生成氧化物的过程称为高温氧化。例如电站锅炉的四管（过热器管、再热器管、省煤器管和水冷壁管），高温蒸汽管道和高温联箱以及燃气轮机的燃烧器、叶片等。

4.4 金属部件寿命评估的必须要素

金属部件寿命评估必须具备五个要素：设计、运行和检修资料；现状检查与状态评估；受力状态与服役环境分析；材料的力学性能与微观组织老化；合适的评估判据（方法）。

4.4.1 部件的设计、制造、运行和检修资料

（1）设计资料。包括设计参数、部件材料及其力学性能、结构几何尺寸、强度计算书等。

（2）制造资料。包括制造工艺、质量证明书、检验证书或记录等。

（3）安装资料。包括重要焊缝的焊接工艺和质量检查、安装几何尺寸、较严重缺陷的处理记录等。

（4）机组投运时间。包括累计运行小时数和不同工况下的启停次数。

（5）机组的运行参数（压力、温度）和方式。包括是否调峰运行，是否有较长时间的超设计参数运行。

（6）机组强迫停机和甩负荷、发电机短路、锅炉灭火次数等。

（7）机组事故史和事故分析报告、历年可靠性统计资料。

（8）历次检修、检查记录，维修与更换部件记录等。

（9）机组未来的运行计划。

4.4.2 部件的现状检查及评估

部件的现状检查包括：

（1）内外部可视表面的腐蚀、裂纹、划痕、沟槽及碰伤等检查。

（2）部件几何尺寸。容器类要检查筒体/封头壁厚、筒体角变形及焊缝错边量；管道类直管段、弯管/弯头外弧侧

壁厚和圆度测量、高温管道还应进行直段蠕胀测量；过热器/再热器管向火侧内壁氧化层厚度测量。

（3）无损探伤。容器/管道类应进行焊缝和孔边缘的无损检测；转子体无损探伤，特别是变截面处，高、中压转子特别是调节级凹槽及前轴封弹性槽部位。

（4）材质状态检查。在蠕变温度以上服役的部件母材与焊缝微观组织检查和硬度测试。

依据检查结果，对部件的质量和损伤状态作出评估。

4.4.3 部件危险部位的受力分析

可采用以下方法确定部件危险部位的应力：

（1）解析法。即用理论计算公式，例如管道、压力容器筒体在内压下的应力。

（2）有限元法。对任何部件的任一部位，依据受力模型和边界条件，均可用有限元法计算该部位的应力。

（3）经验公式。对于有的部件某些部位的应力没有理论计算公式，此时可参照有关经验公式计算。例如，GB/T 9222—2008《水管锅炉受压件强度计算》附录 A 中关于汽包主下降管部位的热应力计算，DL/T 940—2005《火力发电厂蒸汽管道寿命评估技术导则》中确定管道弯头部位最大环向应力的经验公式等。

（4）残余应力的确定。部件的残余应力可用盲孔法进行测量，也可依据有关试验研究资料经验的估算。

4.4.4 评估部件寿命时所需的材料性能数据

材料性能数据主要包括力学性能、物理性能及微观组织状态。

（1）对于无超标缺陷部件，当服役温度在蠕变温度以上时，其力学性能包括材料的抗拉强度、冲击韧性、硬度、脆性转变温度、持久强度或蠕变极限，母材、焊缝材料的微观组织老化程度；当服役温度在蠕变温度以下时，力学性能包括材料抗拉强度、冲击韧性、硬度、脆性转变温度、低周/高周疲劳特性。当对厚壁件计算热应力时，要考虑材料的弹性模量、泊松系数、线膨胀系数、比热容及热导率等。

（2）对于带超标缺陷的部件，除了常规力学性能之外，还须获得材料的断裂力学性能。当服役温度在蠕变温度以上时，须获得材料的断裂韧度和疲劳或蠕变裂纹扩展速率；当服役温度在蠕变温度以下时，须获得材料的断裂韧度和疲劳或应力腐蚀裂纹扩展速率；厚壁件计算热应力所需的物理性能同无超标缺陷部件。

（3）部件寿命所需的材料性能数据依据部件的服役条件和主要损伤机理确定。

4.4.5 材料性能数据的获得

（1）在条件许可的情况下，应在部件服役条件最苛刻的部位取样进行相关的材料试验。

（2）若直接在部件上取样有困难，可选与部件材料牌号相同、工艺相同的原材料进行试验（至少有一组试验应在与部件工作温度相同的温度下进行）。

（3）如在短时间内不能取得实际试验数据，可参考相同牌号材料已积累数据的下限值。

（4）由试验获得的原始材料的性能，当用于部件寿命评估时，应考虑其性能在高温、应力作用下随时间的延长而劣化的情况和数据的分散度、小试样与部件的尺寸效应、频率效应等。

4.5 部件寿命评估方法

4.5.1 线性累积损伤法则

工程中常用线性累积损伤法则估算部件的蠕变、疲劳或

蠕变—疲劳寿命损耗。表 16.4-8 列出了估算部件寿命损耗的公式。

表 16.4-8 线性累积损伤法则估算部件寿命损耗的公式

损伤类型	寿命损耗判据	式中符号的意义
蠕变损伤	$\sum_{i=1}^n \frac{t_i}{t_n} \leq D$	t_i 为部件在某一工况下的运行时间; t_n 为部件在某一工况下的失效时间; D 为损伤度。理论上 $D=1$, 但在工程实际中 D 的取值往往小于 1
疲劳损伤	$\sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_{ti}} \leq D$	n_i 为部件某一工况下的循环周次; N_{ti} 为部件在某一工况下的失效循环周次; D 为同蠕变寿命损耗判据中的意义。对汽包/汽水分离器来说, D 值取 0.75; 对转子来说, 不考虑蠕变损伤, D 值取 0.70
疲劳—蠕变损伤	$\sum_{i=1}^n \frac{t_i}{t_n} + \frac{n_i}{N_{ti}} \leq D$	t_i 、 t_n 、 n_i 、 N_{ti} 和 D 的意义同蠕变、疲劳寿命损耗判据中的意义。对转子来说, D 值取 0.75

蒸汽管道常用钢材 12Cr1MoV 和 10CrMo910 的疲劳—蠕变交互作用曲线如图 16.4-3 所示。

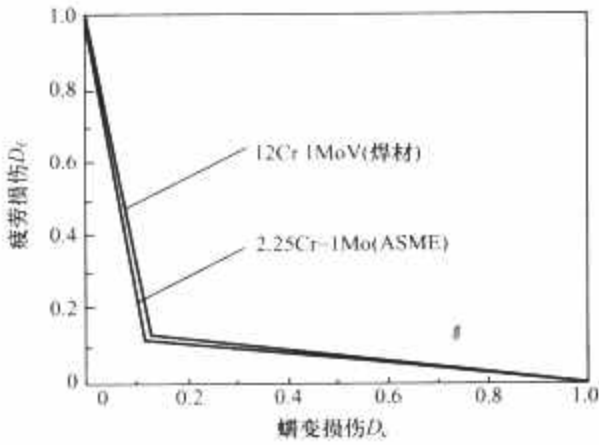


图 16.4-3 两种常用钢的疲劳—蠕变交互作用曲线

4.5.2 以蠕变为主要失效机理的部件的寿命评估

4.5.2.1 用持久强度估算部件的蠕变寿命

当高温部件在一种工况下运行时,可由式(16.4-1)确定部件的蠕变寿命

$$\lg \frac{t}{10^5} = \frac{\lg \frac{\sigma_{10^5}'}{n \sigma_{\theta \max}}}{\lg \frac{\sigma_{10^4}'}{\sigma_{10^5}'}} \tag{16.4-1}$$

式中: σ_{10^4}' 、 σ_{10^5}' 为某一温度下 10^4 h 和 10^5 h 的持久强度,电站常用耐热钢的持久强度值或持久强度曲线可查有关标准或资料手册; $\sigma_{\theta \max}$ 为部件服役条件下的最大内压折算应力或环向应力, MPa; n 为应力系数,当取持久强度的中值或下限时, n 取 1.5 或 1.2; t 为部件的寿命, h。

4.5.2.2 用 L-M(Larson-Miller)参数法估算部件的蠕变寿命

L-M 参数是断裂时间 t_r 和温度 T 二者相结合的参数,以 $P(\sigma)$ 表示

$$P(\sigma) = T(C + \lg t_r) \tag{16.4-2}$$

式中: t_r 为断裂时间, h; T 为试验温度; C 为材料常数。

表 16.4-9 列出了一些电站常用耐热钢的 C 值,图 16.4-4 和图 16.4-5 为 10CrMo910 钢和 12Cr1MoV 钢的 $P(\sigma)$ - σ 曲线。

表 16.4-9 电站常用耐热钢的 L-M 参数公式

材 料	L-M 参数公式	温度 T 的量纲
10CrMo910	$P(\sigma) = T(20 + \lg t_r)$	兰氏温度, °R
12Cr1MoV	$P(\sigma) = T(22 + \lg t_r)$	热力学温度, K
T/P91	$P(\sigma) = T(30 + \lg t_r)$	热力学温度, K
T/P92	$P(\sigma) = T(36 + \lg t_r)$	热力学温度, K

注 1°R = $\frac{5}{9}$ K。

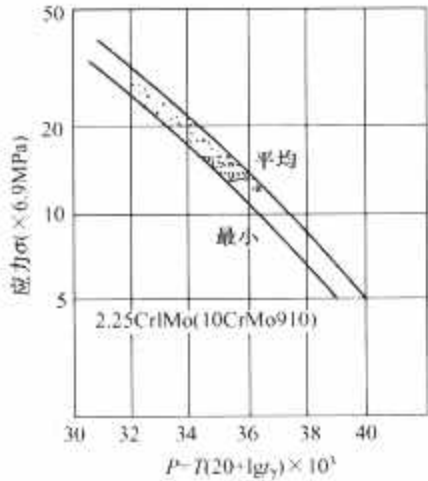


图 16.4-4 10CrMo910 钢的 $P(\sigma)$ - σ 曲线

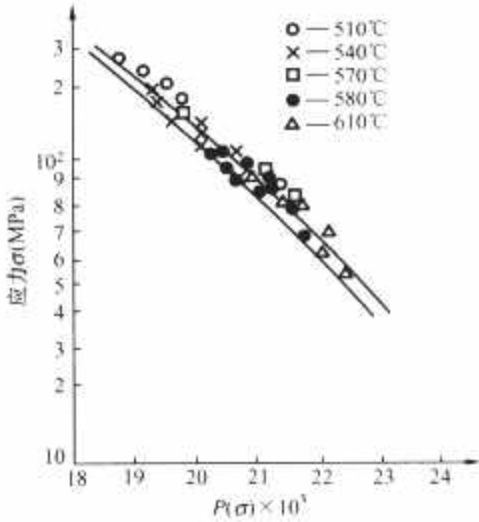


图 16.4-5 12Cr1MoV 钢的 $P(\sigma)$ - σ 曲线

依据部件服役条件下的最大内压折算应力或环向应力,由 $P(\sigma)$ - σ 曲线上查得对应的参数 $P(\sigma)$,然后将 $P(\sigma)$ 参数和部件服役温度代入式(16.4-2),即可获得部件的蠕变寿命。计算中应注意温度的量纲,也可按式(16.4-3)确定部件的蠕变断裂寿命,即

$$\lg t_r = C + (C_1 \lg \sigma + C_2 \lg^2 \sigma + C_3 \lg^3 \sigma + C_4 \lg^4 \sigma + C_0)/T \tag{16.4-3}$$

式中: t_r 、 T 的意义同式(16.4-2), C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 、 C_0 由试验数据拟合。

4.5.2.3 用 ϑ 法评估部件的蠕变寿命

(1) ϑ 方程。金属材料蠕变曲线可用方程式(16.4-4)来表示,即

$$\epsilon = \vartheta_1(1 - e^{-\vartheta_2 t}) + \vartheta_3(e^{\vartheta_4 t} - 1) \tag{16.4-4}$$

式中: ϵ 为材料应变; ϑ_1 和 ϑ_2 为蠕变第 I 阶段的变形量和蠕变速率; ϑ_3 和 ϑ_4 为蠕变第 III 段的变形量和蠕变速率。

(2) 修正 ϑ 方程。12Cr1MoV 钢和 10CrMo910 钢的蠕变曲线也可用修正的 ϑ 方程式(16.4-5)来表示,即

$$\epsilon = \vartheta_1 t + \vartheta_2(e^{\vartheta_3 t} - 1) \tag{16.4-5}$$

式中: ϑ_1 为蠕变第 II 阶段的蠕变速率; ϑ_2 和 ϑ_3 为蠕变第 III

阶段的变形量和蠕变速率。

当获得了材料在某一温度、应力下的 $\dot{\epsilon}$,即可确定部件在其服役条件下的材料蠕变变形曲线(见图16.4-6);在材料蠕变变形曲线上,将第II阶段(近似直线)向第III阶段过渡切点的蠕变应变定为失效点,即可确定蠕变寿命。

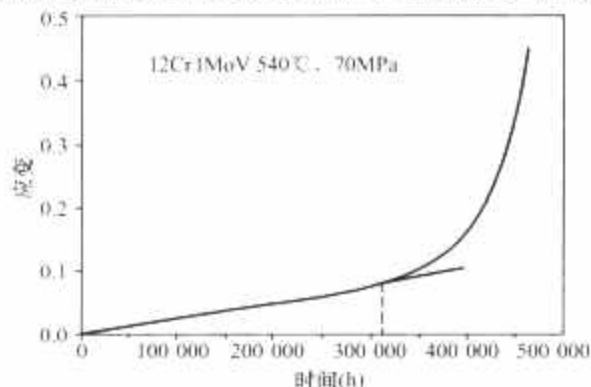


图 16.4-6 12Cr1MoV 钢制管道在 540℃、70MPa 下的蠕变曲线

4.5.3 以疲劳为主要失效机理的部件的寿命评估

汽包、汽水分离器、汽轮机高/中压转子等部件的低周疲劳寿命估算。

4.5.3.1 部件的疲劳设计曲线

对部件材料进行低周疲劳试验,获得材料的应变—寿命($\epsilon-N_f$)曲线,对 $\epsilon-N_f$ 曲线进行技术处理,获得部件的疲劳设计曲线。图16.4-7示出了ASME提供的压力容器疲劳设计曲线,图16.4-8为30Cr2MoV钢制转子的疲劳设计曲线。

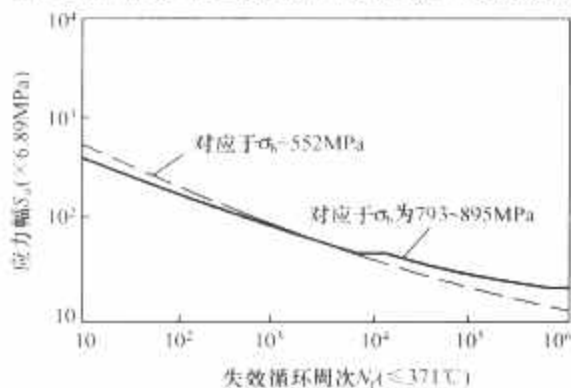


图 16.4-7 压力容器疲劳设计曲线

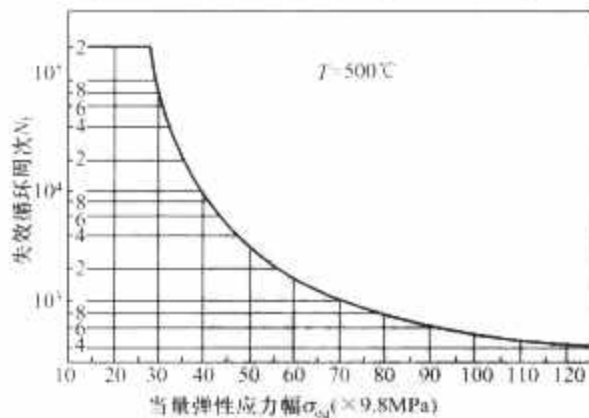


图 16.4-8 转子的疲劳设计曲线

4.5.3.2 危险部位的应力分析

采用有限元法或经验公式分析汽包或汽水分离器或转子危险部位的应力,应力包括机械应力和热应力。热应力的计算主要考虑机组冷态/热态/温态启停、变负荷运行等工况。

4.5.3.3 疲劳寿命估算

当确定了每一工况下部件的交变应力幅后,即可在疲劳设计曲线上查找相应应力幅对应的失效循环周次 N_f ,然后按线性累积疲劳损伤准则(见表16.4-8)估算寿命损耗。

对于汽包、汽水分离器等压力容器的低周疲劳寿命估

算,国内外均有相关的评估标准。

4.5.4 汽轮机高/中压转子、高温联箱的疲劳—蠕变寿命评估

汽轮机高/中压转子、高温联箱等部件往往承受疲劳—蠕变损伤,对于调峰机组来说,此种情况更为严重。这时应确定部件在某一工况下相应的疲劳失效循环周次 N_f 和失效时间 t_r ,然后依据表16.4-8中提供的线性累积损伤法则确定其疲劳—蠕变寿命损耗。

4.5.5 低合金耐热钢锅炉管蠕变寿命估算

4.5.5.1 管子金属温度的估算

利用超声波检测仪检测高温过热器、再热器管向火侧内壁的氧化层厚度,依据检测结果和锅炉运行时间,用式(16.4-6)计算管子的金属温度,即

$$T = \frac{\lg(0.001x) + a}{b(20 + \lg t)} - 273.15 \quad (16.4-6)$$

式中: T 为管子的金属温度,℃; x 为管子向火侧内壁氧化层厚度,mm; t 为管子的运行时间,h; a 、 b 为材料常数。

4.5.5.2 管子应力的计算

依据检测的管子向火侧金属厚度,计算管子的环向应力。

4.5.5.3 管子蠕变寿命的估算

依据估算的管子的金属温度和环向应力,用持久强度或L-M参数法估算管子的蠕变寿命,同时考虑管材的微观组织老化程度,对管子的蠕变寿命作出综合评估。

4.5.6 带缺陷汽轮机、发电机转子的安全性评定与缺陷的疲劳扩展寿命估算

4.5.6.1 缺陷的安全性评定

(1) 缺陷的检测和等效裂纹尺寸的特征。对所有的缺陷,在安全性评定中均按裂纹处理。缺陷的无损探伤必须给出单个缺陷三维尺寸(缺陷沿转子轴向、周向和径向的尺寸)以及单个缺陷之间的间距。然后对缺陷进行简化、复合和等效裂纹尺寸 \bar{a} 的特征。

(2) 材料的断裂韧性。按相应的标准测试材料的断裂韧性 K_{Ic} ;当试件尺寸不满足平面应变时,可测定材料的 J 积分断裂韧性 J_{Ic} 值或CTOD(裂纹张开位移)断裂韧性 δ_c 或 $\delta_{0.05}$,然后按式(16.4-7)或式(16.4-8)换算 K_{Ic} ,即

$$K_{Ic} = \sqrt{\frac{E}{1-\nu^2}} J_{Ic} \quad (16.4-7)$$

$$K_{Ic} = \sqrt{1.5\sigma_s\delta_{0.05}E/(1-\nu^2)} \quad (16.4-8)$$

式中: E 、 ν 和 σ_s 分别为材料弹性模量、泊松系数和屈服极限。

对于试验或换算获得的断裂韧性 K_{Ic} 除以1.2后的值用于评估所需要的断裂韧性值。

(3) 缺陷部位的应力分析。对于转子缺陷评定,计算机组在最危险工况下缺陷部位无裂纹时的离心应力、扭转应力和残余应力,并考虑结构几何引起的应力集中,同时考虑发电机短路产生的扭转应力,对汽轮机高中压转子还要计算机组启停引起的热应力。

(4) 缺陷评定。

1) 应力强度因子法。应力强度因子法主要考虑垂直于裂纹面的应力引起的I型(裂纹张开型)开裂,用式(16.4-9)确定缺陷部位I型应力强度因子 K_I ,即

$$K_I = Y\sigma\sqrt{\pi a} \quad (16.4-9)$$

式中: σ 为缺陷部位的应力; a 为裂纹尺寸; Y 为裂纹尺寸、形状、裂纹处结构几何参数及边界条件有关的形状修正

系数。

K_I 表达式的具体形式可参考相关资料来确定,也可计算确定。

当 $K_I \geq 0.6K_{Ic}$ 时,为不可接受的缺陷。

2) 应变能密度因子 (S 准则)。

S 准则主要用于斜裂纹、曲裂纹、表面裂纹等产生的 I-II 型、I-III 型或 I-II-III 型复合开裂的判据。裂纹尖端同心圆上应变能密度因子 S 由式 (16.4-10) 计算

$$S = a_{11}K_I^2 + 2a_{12}K_IK_{II} + a_{22}K_{II}^2 + a_{33}K_{III}^2 \quad (16.4-10)$$

$$a_{11} = \frac{1}{16G\pi}(1 + \cos\theta)(k - \cos\theta)$$

$$a_{12} = \frac{1}{16G\pi}\sin\theta[2\cos\theta - (k-1)]$$

$$a_{22} = \frac{1}{16G\pi}[(k-1)(1 - \cos\theta) + (1 + \cos\theta)(3\cos\theta - 1)]$$

$$a_{33} = \frac{1}{4G\pi}$$

式中: $k = (3 \sim 4)\mu$ (平面应变情况), 其中 μ 为材料的泊松系数; G 为材料的切变模量; θ 为从裂纹延长线量起的裂纹尖端的极角; K_{II} 、 K_{III} 为 II (剪切)、III (撕裂) 型应力强度因子。

考虑最危险的 I 型开裂时,材料的临界值 S_c 由式 (16.4-11) 计算

$$S_c = \frac{k-1}{8G\pi}K_{Ic}^2 \quad (16.4-11)$$

当 $S < S_c$ 时,缺陷不会发生失稳断裂。

4.5.6.2 缺陷的疲劳扩展寿命估算

(1) 确定部件缺陷部位的应力强度范围 ΔK

$$\Delta K = K_{\max} - K_{\min} = Y\Delta\sigma\sqrt{\pi a} \quad (16.4-12)$$

式中: $\Delta\sigma$ 为部件缺陷部位的循环应力范围,不考虑静态应力,如残余应力; a 、 Y 的意义同式 (16.4-9)。

(2) 裂纹扩展判定。

1) 当 $\Delta K < \Delta K_{th}$ (疲劳裂纹扩展门槛值) 时,不考虑裂纹扩展。

2) 当 $\Delta K \geq \Delta K_{th}$ 时,用式 (16.4-13) 计算缺陷的疲劳裂纹扩展剩余寿命 N_r , 即

$$N_r = \frac{a_0(a_N - a_0)}{C(\Delta K)^m a_N} \quad (16.4-13)$$

式中: a_0 、 a_N 分别为初始、临界裂纹尺寸; C 、 m 由疲劳裂纹扩展速率试验确定的材料常数。

对于计算的 N_r , 考虑材料数据的分散性、小试样与部件的差异等因素,取 20 倍安全系数,即为带缺陷部件的裂纹扩展寿命。

4.5.7 带缺陷汽包、汽水分离器及低温联箱的安全性评定与缺陷扩展寿命估算

4.5.7.1 缺陷的安全性评定

(1) 缺陷的检测和等效裂纹尺寸的表征。对所有的缺陷,在安全性评定中均按裂纹处理。缺陷的无损探伤必须给出单个缺陷的二维尺寸 (长度和壁厚方向的自身高度) 以及单个缺陷之间的间距。然后对缺陷进行简化、复合和等效裂纹尺寸 \bar{a} 的表征。

(2) 材料的断裂韧度。对于中低强度钢,测试材料的 CTOD 断裂韧度 δ_c 和 J 积分断裂韧度 J_{Ic} ; 当无法直接测量时,可查阅有关资料,并对获得的材料断裂韧度除以 1.2 作为评估的数值。

(3) 缺陷部位的应力分析。计算缺陷部位无裂纹时的内压应力、热应力和残余应力,并考虑结构几何尺寸引起的应力集中。

(4) 缺陷评定。缺陷可用失效评定图 (见图 16.4-9、图 16.4-10) 或最大容许等效裂纹尺寸 \bar{a}_m (见式 16.4-14) 来评定,具体评定参照 GB/T 19624—2004 《在用含缺陷压力容器安全评定》或国外的相应标准,即

$$\bar{a}_m = \frac{E\delta_c}{2\pi\sigma_s(\sigma_{\Sigma}/\sigma_s)^2 M_k} \quad (\sigma_{\Sigma} < \sigma_s) \quad (16.4-14)$$

式中: E 、 δ_c 、 σ_s 分别为材料的弹性模量、裂纹张开位移和屈服极限; σ_{Σ} 和 M_k 为缺陷部位的总应力和鼓胀效应系数。

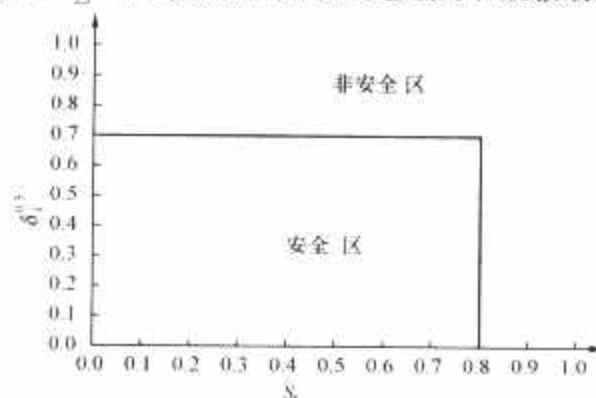


图 16.4-9 平面缺陷简化评定的失效评定图

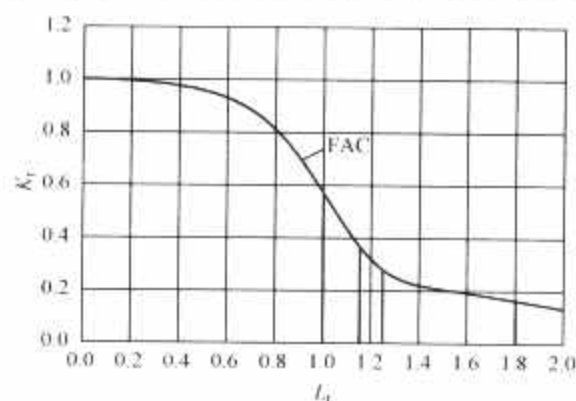


图 16.4-10 通用失效评定图

4.5.7.2 缺陷的疲劳扩展寿命估算

缺陷的疲劳扩展寿命估算同本章 4.5.6 相应部分。

4.6 寿命评估技术的新进展

目前高温部件的寿命评估技术进展主要表现在以下几个方面: ①利用无损的方法检测部件的损伤,进而评估其寿命; ②多轴应力试验分析及结构试验; ③应力与环境试验。

4.6.1 利用无损的方法检测部件损伤、评估寿命

利用无损的方法检测部件损伤、评估寿命是目前发展的新技术,例如,电阻法、超声波能量衰减法、金属磁记忆、热电势法、SPICA 技术等,下面简要介绍热电势法、SPICA 技术和金属磁记忆。

4.6.1.1 热电势法 (thermoelastic power measurement)

法国 EDF 研究出了一种检测双相不锈钢蠕变损伤的无损新技术,即用一个特制的仪器检测双相不锈钢两相之间热电势,通过两相之间的热电势差判断材料的蠕变损伤度,进而估算其寿命。

4.6.1.2 SPICA 技术 (speckle image correlation analysis)

荷兰 KEMA power generation&sustainables 对蒸汽管道、高温联箱的弯头、三通和焊缝等应力应变集中部位,采用 SPICA 技术连续或断续检测该部位的蠕变应变,进而对

管道、联箱危险部位的蠕变寿命作出评估。该项技术在部件的危险部位粘贴带有光栅的应变片，通过导线与一带有微型计算机的数码 SPICA 相机相连，将测得的蠕变应变信号转换为图像，可直接观察蠕变应变的大小与分布。

4.6.1.3 金属磁记忆

磁记忆检测原理可以表述为：处于地磁环境下的铁制工件受到外载荷的作用，其内部会发生具有磁致伸缩性质的磁畴组织定向的和不可逆的重新取向，并在应力与应变集中区形成最大的漏磁场的变化，磁场的切向分量具有最大值，而法向分量改变符号且具有零值点。这种磁状态的不可逆变化在外载荷消除后继续保留。从而通过漏磁场法向分量的测定，便可准确地检测工件的应力集中区。

4.6.2 多轴应力试验以及结构试验

通常用于部件寿命评估的蠕变、疲劳及断裂力学试验，多采用单轴应力或应变试验，与部件的实际受力状态有差异。所以世界工业发达的国家积极开展部件材料的多轴蠕变、疲劳试验，以及结构试验，其试验结果和分析更接近部件的实际受力状态。

4.6.3 应力与环境试验

由于火电机组部件多在高温、氧化及腐蚀环境下服役，所以，模拟部件的实际工作环境的试验，对部件的寿命评估更为可靠和准确。

4.7 机组的寿命管理

4.7.1 机组寿命管理的基本概念和意义

(1) 寿命管理的基本概念。通过对机组关键部件的服役

条件、损伤状态的监测，对部件的安全运行寿命进行评估，为机组的状态检修、部件的维修、更换提供技术依据。

(2) 寿命管理的意义。对机组实施寿命管理，一方面可预知部件的失效寿命，提高设备运行的安全性、可靠性；另一方面又可充分发挥设备的寿命潜力，避免不必要的更换，降低维修成本。使机组安全可靠运行，并使电厂获得最大经济效益。

4.7.2 机组寿命管理的实施

机组的寿命管理可采用以下三种方式之一：

- (1) 在线监测与评估。
- (2) 离线监测与评估。
- (3) 离线—在线相结合。

机组寿命管理的实施应考虑以下因素和基础技术：

- (1) 部件的服役条件和历程：包括温度、压力、转速、环境等。
- (2) 机组和部件的运行历程：运行小时、不同工况下的启停次数、偏离正常工况的次数及时间、事故工况及次数等。
- (3) 部件主要失效方式和机制。
- (4) 根据部件的服役条件和失效方式确定寿命评估的方法、寿命评估的判据。
- (5) 高温部件材料微观组织的老化状态和规律。
- (6) 部件的可靠性评估与风险分析。
- (7) 建立部件寿命管理信息平台软件。

锅炉管和高温联箱的寿命管理系统如图 16.4-11 和 16.4-12 所示。

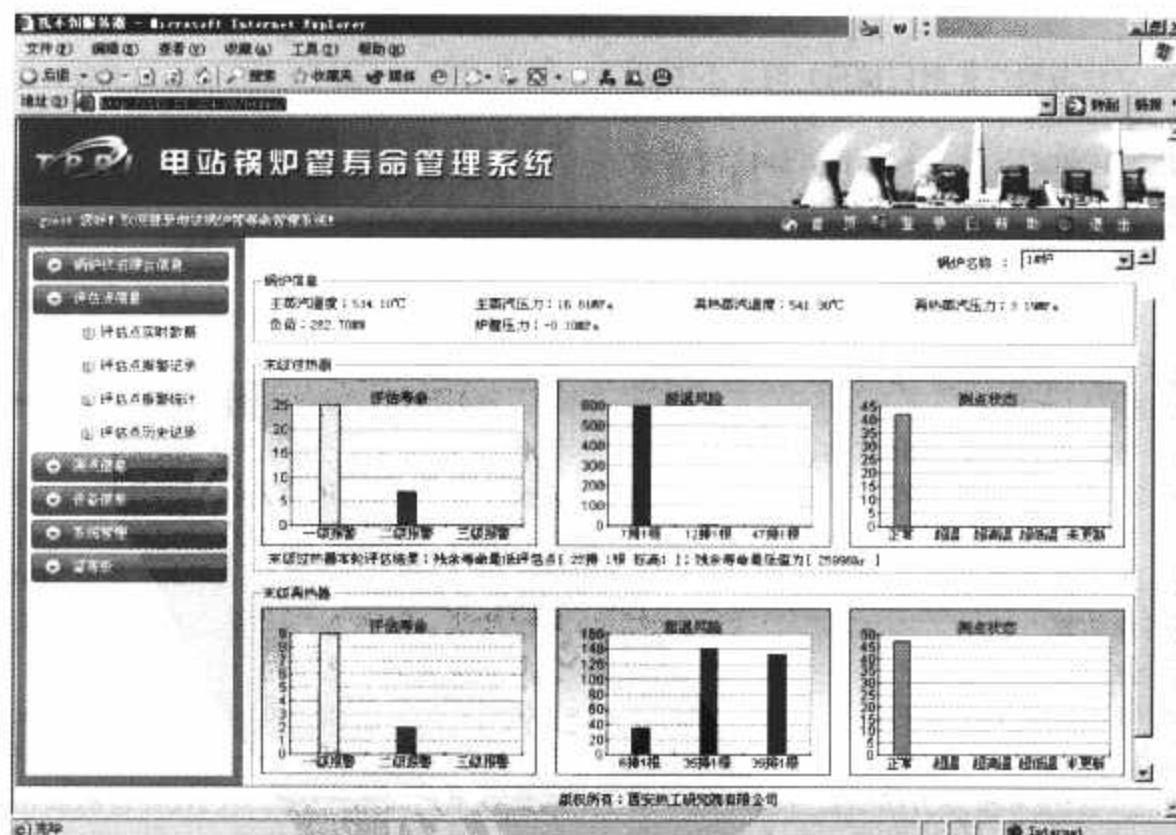


图 16.4-11 锅炉管寿命管理系统

第 5 章 火电厂运行故障预防处理及重大事故预防

1 锅炉及辅助设备运行故障预防处理

1.1 四管泄漏

在锅炉事故中,水冷壁、过热器、再热器、省煤器管子泄漏事故最为频繁。因此,防止四管泄漏事故对保证机组安全经济运行尤为重要。

1.1.1 水冷壁管泄漏

1.1.1.1 水冷壁管泄漏的判断

炉膛内发出泄漏声,四管泄漏检测装置报警;炉膛负压减小或变成正压;自检查门、孔、炉墙不严密处喷出烟气或蒸汽;汽包压力和水位下降;给水流量不正常地大于蒸汽流量;炉内燃烧不稳,甚至造成灭火;两侧烟温差、汽温差增大,损坏侧烟温降低,汽压、蒸汽流量下降;引风机入口静叶不正常地开大。

1.1.1.2 水冷壁管泄漏的原因和预防措施

(1) 管内结垢腐蚀。炉水水质不合格,水冷壁内结垢,结垢处的管壁温度升高,强度减弱,以致产生鼓包甚至爆裂。同时,结垢处易产生垢下腐蚀,造成管壁泄漏。锅炉停炉备用时,易产生氧化腐蚀。

为了避免管内结垢腐蚀,必须加强对炉水、给水水质的化学监督,保证炉水水质,而且对受热面管子定期割管检查,以了解管内结垢、腐蚀情况。检查部位应选在热负荷较强的地方,发现异常应及时换管。此外,还必须做好锅炉停用期间的保养工作。

(2) 管外磨损。燃烧器附近的水冷壁管在煤粉气流喷射偏斜时,易被煤粉磨损;水冷壁吹灰器位置不正确或吹灰器操作有误,汽水严重冲刷管壁。当管壁减薄至一定程度后,会形成爆管。

为防止水冷壁管外磨损泄漏,须经常检查燃烧器的工作情况,防止煤粉气流偏斜。正确安装和使用吹灰器,并对燃烧器周围的管子注意加以保护。

(3) 启动、停炉方式不正确。冷炉进水时,水温水质或进水速度不符合规定;锅炉升温升压速度过快,升负荷速度过快;停炉时,冷却过快,放水过早。凡此种操作都会使炉内冷热不均,产生过大的热应力,以致造成水冷壁管泄漏。

(4) 制造、安装或检修质量不良。水冷壁入口节流圈被异物堵塞,管材质量不良、水冷壁焊接质量不好、弯管不符合要求以致管壁变薄、管子受热后不能自由膨胀等,都会形成爆管事故。

应加强金属监督工作,注意制造、安装、检修质量,新建机组对联箱进行 100% 内窥镜检查,发现异物及时处理。应留出足够的膨胀间隙,并填以石棉绳或采取其他措施,以免卡死管子。

(5) 水循环破坏。长时间的低负荷运行或水冷壁结焦严重,造成受热不均,水循环不良,使部分管子超温,引起爆管。

亚临界压力锅炉在设计时应考虑到水冷壁管内产生膜态

沸腾的可能性,控制循环倍率 K 大于推荐值。运行时组织良好的燃烧工况,使火焰中心不偏斜,炉膛不结渣,火焰充满度好。

(6) 锅炉严重缺水、炉膛内发生严重爆炸、炉膛大量塌焦、除焦不当等。这些都会损坏水冷壁管。

(7) 炉膛内热负荷不均。造成水冷壁管间温差过大,炉膛膨胀受阻,锅炉冷却和升温速度过快造成应力撕裂水冷壁管。

(8) 流化床锅炉中,炉膛底部固体颗粒对受热面的磨损。制造厂在易磨损的部位应用喷涂或堆焊技术,或在炉膛底部的密相区,炉膛顶部烟气转弯处,旋风分离器及 J 阀等部位主要应用了防磨销钉和专用防磨耐火材料的技术。

有着生产鼓泡床烧劣质煤经验的 FW 公司在防磨技术上有如下特点:

1) 炉膛设计成平底,炉膛内无突出的部件,烟气流上升及大物料下落均垂直。

2) 在炉膛底部的密相区四周水冷壁上焊接不锈钢防磨销钉,数量为 $90 \sim 100$ 个/ m^2 ,销钉高为 38mm,在销钉与水冷壁之间充填防磨导热材料,烘炉时烧结成型。

3) 旋风分离器内部焊有防磨销钉,销钉高为 51mm,销钉与水冷壁之间充填防磨导热材料。

1.1.1.3 水冷壁泄漏的处理

(1) 如水冷壁管泄漏,汽包可维持正常水位,允许在适当降压、减负荷的情况下作短期运行,并尽快安排停炉时间,按正常停炉方式停炉。

(2) 若水冷壁损坏严重,无法维持汽包水位时,应按紧急停炉处理。停运电除尘器,加强巡视检查,防止电除尘灰斗积灰和空气预热器、省煤器等堵灰造成灰斗及烟道垮塌事故发生。冷却过程中注意监视汽包上下壁温差小于规定的最大偏差,否则应降低冷却速度,适时停止引风机运行。

1.1.2 过热器管损坏

1.1.2.1 过热器管损坏的判断

在过热器区域有泄漏的声音,四管泄漏检测装置报警;燃烧室负压变小或变大,不严密处向外冒蒸汽和喷灰;给水流量不正常地大于蒸汽流量,机组负荷降低,过热汽温有变化(泄漏点在汽温测点前汽温偏高,泄漏部位在汽温测点后汽温偏低),汽压下降;引风机电流增大,静叶开度不正常地增加。若顶棚管、包墙管或低压过热器管泄漏会使高温过热器及中温过热器汽温升高,若中温过热器、高温过热器泄漏,主蒸汽温度升高,减温水调节阀不正常开大。

1.1.2.2 过热器管损坏的原因

(1) 管内积盐。蒸汽品质长期恶化,蒸汽中的盐分沉积在过热器管内,使热阻增大,超温而损坏管子。

(2) 过热器超温。过热器温度超过规定值、长期超温会使金属组织变化而造成管子损坏;燃烧调整不当、火焰偏斜、火焰中心偏高或火焰太长;水冷壁上结渣,炉膛出口烟温升高;煤种变化或过热器区段发生再燃烧等都会造成过热器超温。

(3) 管外磨损与腐蚀。飞灰磨损,管夹或梳形板振动,吹灰器安装不正确或运行故障、吹坏管子,火焰偏斜或煤粉太粗等都会使管子受到冲刷磨损,以致泄漏。因燃料中含硫量大,引起过热器管烟气侧的高温腐蚀,造成管子损坏。

(4) 管材不合格或焊接质量太差。

(5) 其他。如管内有杂物堵塞,制造有缺陷,安装、检修质量差,低负荷时减温器未解列造成水塞以致管子局部超温而泄漏等。

1.1.2.3 过热器管损坏的处理和预防措施

(1) 过热器管泄漏时,降负荷降压运行,依具体情况尽快安排停炉。

(2) 在泄漏点人孔、检查孔处增设围栏并悬挂标示牌,防止蒸汽喷出伤人。

(3) 维持运行期间,注意监视除灰系统和空气预热器的工作情况,加强巡视检查,如除灰系统或空气预热器堵灰严重,电除尘无法正常工作应停炉处理。

(4) 若过热器管损坏严重,主蒸汽压力无法维持,应紧急停炉,防止事故继续扩大。

(5) 加强化学监督,确保蒸汽品质合格。如发现蒸汽品质不合格,必须分析其原因,并采取必要的措施。当锅炉连续运行达到规定周期,或在运行中发生过满水,导致炉水进入过热器时,以及炉子经过大修后,都必须冲洗过热器,以除去过热器内的积盐。

(6) 运行中应注意调节汽温,防止超温。及时清除炉膛内壁结渣;调节好炉膛负压,不使火焰中心偏离;根据煤种的变化来调节燃烧和减温水量,这些都可以有效地防止超温。

1.1.3 再热器管损坏

再热器管损坏时,在再热器区域有泄漏声,泄漏监测装置报警;再热汽温变化,两侧偏差大或再热器壁温严重超温;汽轮机中压缸进汽压力可能下降;省煤器集灰斗内放出潮湿的细灰;锅炉负压减小或变正压,引风机电流增大。

(1) 再热器管损坏的原因。

1) 蒸汽品质恶化,使内部结垢或停炉后保养不当,使管子腐蚀。

2) 长期超温或短期严重超温运行,使管壁过热。

3) 飞灰磨损,管夹振动磨损。

4) 焊接质量差,管材质量不良或者管内有杂物堵塞。

5) 吹灰器安装或使用不正确,冲刷磨损。

6) 减温水使用不当,造成管壁温度变化过大引起疲劳损坏。

(2) 再热器管损坏的处理和预防措施。预防措施参照过热器部分。

1.1.4 省煤器管损坏

1.1.4.1 省煤器管损坏的判断

省煤器区有异音,四管泄漏检测装置报警;汽包水位下降,给水流量不正常地大于蒸汽流量;省煤器下部灰斗有灰水漏出、冒汽或被湿灰堵塞;省煤器、空气预热器两侧烟气温差增大,泄漏侧烟温偏低,排烟温度下降。

1.1.4.2 省煤器损坏的常见原因

(1) 给水品质差,水中含氧多,使管子内壁腐蚀和管子内部结垢严重。

(2) 锅炉燃用高灰分和灰粒磨损指数较高的燃料,省煤器磨损严重。

(3) 安装或检修时,管内部被杂物堵塞等。

1.1.4.3 省煤器管损坏的处理与预防措施

(1) 损坏不严重时,加大给水量,尽量维持汽包水位,降低负荷,维持各参数在规定值短时间运行;如果损坏严重,不能维持汽包水位,事故可能扩大,应立即停炉。

(2) 在省煤器人孔、灰斗处增设围栏并悬挂标示牌,防止汽水喷出伤人。

(3) 注意监视除灰系统和空气预热器的工作情况,加强巡视检查,如除灰系统或空气预热器堵灰严重,电除尘无法正常工作时,应停炉处理。

(4) 若加强进水仍不能维持水位时,应立即停炉。

(5) 冷却过程中注意监视汽包上下壁温差小于规定值,否则应降低冷却速度,必要时停止引风机运行。

(6) 飞灰磨损是省煤器损坏的主要问题,因此,要选取合理的烟速,采取防磨措施。

(7) 加强停炉机会的检查力度,防患于未然。

1.2 过热器与再热器超温

过热器和再热器超温往往是影响锅炉机组正常运行的主要问题,造成超温的原因比较复杂,通常可归纳为设备结构特性和运行操作不当引起。

1.2.1 过热器超温

1.2.1.1 超温原因

过热蒸汽温度偏高是引起过热器超温的主要原因,下面就引起过热蒸汽温度偏高的原因进行分析。

(1) 高压加热器停运,给水温度下降,使在同样的锅炉负荷下,燃煤量增加,从而造成烟气量增大,烟气流速提高,烟气传热量增加,过热蒸汽温度升高。

(2) 汽压上升速度太快,汽压升高时,饱和蒸汽温度随之升高,则给水变为蒸汽要消耗更多的热量,在燃料量未改变时,锅炉的蒸发量瞬时要减少,即通过过热器的蒸汽量减少,导致过热蒸汽温度超温。

(3) 锅炉负荷增加太快。现代锅炉过热器一般呈对流特性,过热器出口汽温一般随负荷增加而升高。负荷急剧增加,将使汽温上升以致达到极限值。

(4) 减温水系统故障或自动失灵,使减温水流量不正常地减少。

(5) 给水系统故障,给水压力下降,引起减温水量减少。

(6) 尾部烟道发生再燃烧。

(7) 过热器和再热器受热面泄漏,蒸汽流量减少,蒸汽温度上升。

(8) 风量太大。送风量增加而使炉内过剩空气量增加时,由于低温空气的吸热,将使炉膛温度降低,辐射传热减弱,炉膛出口烟温升高;同时使对流受热面中烟气流速增大,对流传热增强,从而引起对流过热器的汽温升高和辐射式过热器的汽温降低。当过量空气系数过大时,汽温上升。但如果风量不足,燃烧不好,在烟道发生再燃烧时,也会引起对流过热器的汽温升高。

在总风量不变的情况下,配风工况的变化也会引起改变炉膛负压和燃烧室的火焰中心位置发生变化,引起汽温的变化。

(9) 制粉系统启动时,瞬间喷入炉膛的煤粉增加,引起汽温迅速升高。

(10) 炉膛水冷壁严重结焦。水冷壁长时间不吹灰、严重结焦或管内结垢,将引起汽温升高。因为无论是灰、渣或水垢都会阻碍传热,使水冷壁的吸热量减少,而使过热器进口的烟温升高,因而引起汽温升高。

(11) 煤粉射入炉膛不均匀,使局部炉膛和过热器受热面热负荷增大可能引起汽温过高。

(12) 煤质发生变化,燃烧调整不当。特别对含有乏气风的燃烧器,乏气风对过热器温度的影响较大,必须处理得当。

1.2.1.2 超温的处理和预防

(1) 当过热器超温时,首先应将汽温自动调节改为手动,开大减温水,然后迅速提高电负荷或适当减少锅炉热负荷,及时进行相应的风量、粉量调整,合理地减少或停止上层燃烧器负荷,增加下层燃烧器的负荷,降低火焰中心,一直到能维持正常主蒸汽温度为止。

(2) 给水系统、喷水减温水系统自动调节不正常时,应立即切至手动调节,待汽温稳定后再投入自动。

(3) 调整风量,保持最佳过量空气系数(即维持最佳氧量值)。

(4) 当炉膛严重结焦和积灰造成主蒸汽温度异常,应及时进行炉膛和受热面吹灰,如经过吹灰和调整仍不能使主蒸汽温度恢复正常并且受热面金属温度存在超温,应停炉处理。

(5) 汽温高系受热面泄漏、烟道内可燃物再燃烧引起,应及时处理。

(6) 经采取上述处理措施后,如主蒸汽温度仍然继续上升,汽轮机应配合锅炉调节。但要防止主蒸汽温度超限,而且机组负荷不能下降太快。

1.2.2 再热器超温

再热蒸汽温度偏高是引起再热器超温的主要原因,下面就引起再热蒸汽温度偏高的原因进行分析。

再热蒸汽温度正常情况下用调节过热器和再热器烟气挡板的开度或摆动燃烧器的角度来控制,但调整烟气挡板时应注意对主蒸汽温度的影响及炉膛压力的变化,应平稳调节,严禁大幅度开关挡板,及时通过改变减温水量调整汽温。同时要保证过热器和再热器烟气挡板的开度总和始终大于 100%。

当再热器出口汽温高于再热汽温设定值 5℃ 时,再热器事故喷水应自动打开并报警,否则手动开启。减温后蒸汽温度应保持 15℃ 以上的过热度。

1.2.2.1 再热蒸汽温度高的原因

- (1) 再热器减温水系统自动失灵,造成减温水量减小。
- (2) 风量太大。
- (3) 水冷壁受热面不清洁,再热器管内结垢造成管壁超温。
- (4) 再热器管内杂物堵塞造成流量低。
- (5) 部分吹灰器损坏、管屏积灰不一致引起热偏差。
- (6) 管屏间距支撑或管卡损坏造成管屏或部分管子出列,再热器产生热偏差。
- (7) 燃料或燃烧工况发生变化,燃烧调整不当。
- (8) 制粉系统启动时,制粉系统运行方式不合理、炉膛热负荷不均或设计不当。
- (9) 再热器烟气调温挡板或摆动燃烧器调节故障。

1.2.2.2 再热器超温的处理和预防

(1) 再热蒸汽温度主要依靠烟气挡板或摆动燃烧器的角度调整,若再热器烟气调温挡板或燃烧器摆动机构失灵时,应立即切至手动调节,必要时手动开启事故减温水门,使再热蒸汽温度恢复正常。

(2) 如风量太大,应适当减少风量及时调整燃烧。

(3) 加强对水冷壁、过热器受热面吹灰,吹灰器损坏应

及时处理投入运行。必要时,降低主蒸汽温度。

(4) 如再热器受热面泄漏,泄漏造成再热蒸汽温度升高时,应迅速采取降温措施处理。

(5) 当再热蒸汽温度上升至规定最高温度时,汽轮机应打闸停机。

(6) 合理分配各层燃烧器出力,以降低再热蒸汽温度。

1.3 锅炉缺水和满水

锅炉的水位事故是锅炉的恶性事故之一,应引起高度重视。锅炉汽包中水位用来表示其蒸发面的高低,锅炉运行时,如果汽包水位过高,轻者使蒸汽带水,蒸汽中含盐量增大,蒸汽品质恶化,使过热器、汽轮机叶片结垢;严重时将使汽水分离设备失去作用,蒸汽大量带水或过水,引起锅炉、汽轮机蒸汽管道水冲击。因此,维持锅炉正常水位,是保证锅炉和汽轮机安全运行的一项极为重要的工作。

汽包正常水位的标准线一般是在汽包中心线以下 100~200mm 处,在水位标准线的 ±50mm 以内为水位允许波动范围。

在进行水位调节时要注意虚假水位的影响。如果机组的负荷突然升高,在给水和燃料未调整之前,汽包中的水位开始先升高,而后逐渐降低。水位升高是由于压力突降,水面下的蒸汽容积增大使水位涨起而引起的,并不是由于存水量增加引起的,所以称作虚假水位。由于此时给水量没有增加,在大量蒸汽逸出水面后,水位也就随之降低。反之若锅炉负荷迅速降低,在给水和燃料未调整之前,汽包水位的变化是先低后高,水位降低并不是由于存水量减少了,因此也属于虚假水位,由于此时给水量并没有减少,所以在暂时的虚假水位现象消失之后,水位随之升高。

虚假水位现象只有在锅炉负荷变化较大、变化迅速情况下才能明显觉察出来。在锅炉发生熄火和安全门起座的情况下,虚假水位非常大。如果处理不当,锅炉就会发生缺水和满水事故。工况变动速度越大,汽包水位上下波动幅度也越大。

锅炉运行中,影响水位变化的主要因素有:①负荷增减幅度过快;②安全阀动作;③燃料增减过快;④启动和停止给水泵时;⑤给水自动失灵;⑥承压部件泄漏;⑦汽轮机调节汽门、旁路门、过热器及主蒸汽管疏水门开/关时。

1.3.1 锅炉的缺水事故

1.3.1.1 锅炉缺水事故的判断

- (1) 各水位计水位低至不可见。
- (2) “汽包水位”低至Ⅱ值报警后,水位仍然继续下降。当水位低至Ⅲ值“汽包水位极低”报警发出后,MFT 动作。
- (3) 给水流量不正常地小于蒸汽流量。
- (4) 严重缺水时,过热蒸汽温度升高。

缺水分为轻微缺水和严重缺水两种:当水位低于规定的最低水位,但在水位计上仍有读数时为轻微缺水;当水位低于规定的最低水位,而且在水位计上已无读数时为严重缺水。

若判定是轻微缺水,应增加锅炉的给水量,逐渐恢复正常水位。若判定是严重缺水,则应严禁向锅炉进水,应立即熄火停炉。因为严重缺水时,水位低到什么程度无法判断,有可能水冷壁管已部分干烧、过热,此时如强行进水,由于温差过大,水冷壁管会产生巨大的热应力,甚至造成水冷壁爆管损坏。

1.3.1.2 造成锅炉缺水的原因

- (1) 锅炉水位计不准确,无法判断汽包的真实水位。当

水位计的蒸汽连通管泄漏时,水位计指示偏高;当水位计的水连通管泄漏时,水位计指示偏低。当连通管堵塞时,水位计的指示是不真实的,这种堵塞常因为结垢、污垢或冬季冻结而造成的。另外还有电源中断,使电接点水位计无正确指示等。

(2) 给水自动调节装置或给水门失灵。

(3) 给水泵故障、给水管路严重泄漏,使给水压力降低,汽包进水减少。

(4) 水冷壁、省煤器等承压部件泄漏或损坏严重。

(5) 锅炉排污时,放水量过大;排污门未关严或大量泄漏,锅炉水位将下降。

(6) 运行人员监视不严、工作疏忽、判断错误和误操作等。例如在负荷突变时,不注意虚假水位现象,操作不当,以致造成锅炉缺水等。

(7) 给水泵、给水管道、给水调节阀故障。

(8) 负荷急剧变化时未及时提高泵速或启动给水泵;以及运行中给水泵跳闸时备用泵未联动,给水压力降低。

1.3.1.3 锅炉缺水的处理和预防

(1) 汽包水位低于规定水位下限时,应将给水自动切为手动控制,增加给水泵转速或启动备用泵,加强进水。同时密切监视主蒸汽温度的变化,及时调整减温水量。对比各水位计指示差值,判断异常原因。

(2) 停止一切放水、排污工作。

(3) 水位降至Ⅱ值,虽经加强进水,水位仍下降时,则应立即降低负荷,认真检查汽水系统及给水管路是否泄漏,加强汽温监视,保证参数在正常范围内。

(4) 如经查确认管子破裂或泄漏,若泄漏不严重,尚可维持汽包水位时,可降压运行,加强监视,否则应立即停炉。

(5) 水位低至Ⅲ值,MFT应动作。否则立即手动MFT,紧急停炉。

1.3.2 锅炉满水事故

1.3.2.1 锅炉满水的判断

锅炉满水事故的判断同锅炉缺水相反,如水位报警发出高报警信号,各种水位计指示水位过高,蒸汽流量不正常地小于给水流量,过热蒸汽温度降低等。

满水也有轻微满水和严重满水两种。当水位虽高于规定高水位,在水位计上仍有读数时为轻微满水;当水位高于规定高水位,在水位计上已无读数时为严重满水。

1.3.2.2 锅炉满水的原因

(1) 对水位监视不严,给水调整不当或误操作。

(2) 给水自动调节失灵,发现处理不及时。

(3) 给水调节阀故障。

(4) 锅炉负荷低,给水调节阀泄漏量大。

(5) 水位计指示不正确,造成运行人员误判断。

(6) 运行工况突然变化,调节不及时。

(7) 高压旁路突然打开或汽包安全门动作。

1.3.2.3 锅炉满水的处理和预防

(1) 水位升高超过高Ⅰ值时,应将自动切为手动,降低给水泵转速,减少给水流量,同时对比各水位计指示偏差值,观察锅炉负荷、给水流量、给水压力、汽包压力、汽包水位等参数的变化特点,判断异常原因。

(2) 当汽包水位高Ⅱ值时,应及时减少给水量并开大连排和事故放水。

(3) 给水调节阀漏量太大,必要时适当增加负荷,以维持正常水位。

(4) 水位调节以及表计指示不准确时,应联系热工有关人员及时处理。

(5) 运行中加强对汽包水位的监视和就地水位计的校对工作,防止误判断。

(6) 水位高至Ⅲ值,MFT应动作,否则应采取以下紧急措施:

1) 按下“紧急停炉”按钮。

2) 停止给水泵,并确认省煤器再循环门已开启。

3) 开启过热器系统各疏水门及汽轮机主汽疏水门。

4) 确认各减温水门已关闭。

5) 加强放水,直至汽包水位可见。

6) 满水原因消除,且汽包水位恢复正常后,锅炉方可重新启动。

1.4 锅炉结渣及沾污

煤粉锅炉结渣及沾污在不同部位有不同的形态,形成机理、严重程度及其对运行的影响也各不相同。炉膛内受热面的结渣通常发生在三个部位,即冷灰斗、燃烧器区域水冷壁和炉膛上部出口区域的屏式过热器等,特别是后两个部位更为多见。而处在烟温较低的对流受热面不存在结渣问题,只是有不同程度的沾污与积灰,该处烟温一般为 $600\sim 700^{\circ}\text{C}$,积灰往往是疏松的,而且受热面管子正面积灰的可能性较小,只有当缺少大颗粒和烟速非常低时才会出现正面积灰。当烟气中酸蒸汽和水蒸气在低温金属表面凝结时则将灰粒黏聚而形成严重积灰。防止措施主要是:

(1) 对流受热面设计时选用合适的布置形式、管间节距和烟速,采取结构措施控制低温段受热面管壁温度。

(2) 设置有效的吹灰器,并在运行中正常投运,对锅炉运行的影响相对比较小。

以下仅讨论对锅炉运行有重大危害的炉膛水冷壁及其上部出口高温受热面的结渣与沾污问题。

1.4.1 结渣过程

当灰渣颗粒接近温度相对低得多的受热面表面附近区域时,受到急剧的冷却而被完全固化,黏附性大大降低,因此,干净的水冷壁或过热器受热面一般不易产生结渣。

结渣的形成过程是,在煤粉燃烧过程中,总会有细小(小于 $30\mu\text{m}$)的灰粒在受热面表面不断的沉积,其初期结构松散,厚度在锅炉运行后不久会趋于相对稳定,只影响烟气与工质的传热,不会破坏锅炉的正常运行。但若这初始积灰层含有铁、碱金属的氧化物或硫化物时,会形成低熔点的共熔混合物,这种沉积层的结构致密,黏附强度大,会使沉积灰层厚度逐渐的增加,导致受热面结渣。此外,当较大的熔融或半熔融状颗粒,特别是边燃烧边打到壁面时,会使沉积层厚度增加。热阻加大而灰层表面温度升高,同时因吸热减少而烟气温度升高,结积速度加快,形成恶性循环,使结渣继续发展。

随着灰熔融温度特性及炉内温度高低的不同,这些渣可具不同的形态,或较疏松、或紧密、或呈熔融状。在墙式燃烧锅炉的旋流燃烧器出口处或切圆燃烧煤粉锅炉的角隅处,有时会出现结焦,这是聚积的煤粉在高温和缺氧的条件下析出挥发分后形成的焦块。

可见结焦(clinkering, coking)与结渣(slagging)是完全不同机理的两种不同的现象,在煤粉燃烧锅炉中最常见的是结渣而不是结焦。

1.4.2 结渣原因

炉膛结渣的主要影响因素是:①煤灰化学成分及其特

性；②炉膛温度环境（炉膛上部及其出口受热面结渣主要与烟气温度的有关）；③火焰冲刷受热面和烟气还原性气氛（炉膛中、下部水冷壁结渣主要与此有关）。

1.4.2.1 煤质特性

不同煤种煤灰的结渣特性相差甚远，主要与灰的化学成分及其矿物结构特性有关，前人的研究已总结出了很多的结渣特性判别准则，在不少文献资料中均可查到，主要包括灰的熔融温度、灰渣黏温特性和灰成分。研究结果表明：没有任何一项准则可以完全正确地预报结渣倾向，但任何一项准则又都有相当的可靠性（约 70%），其中灰软化温度 ST、硅/铝比 SiO_2/Al_2O_3 及碱/酸比较好，见表 16.5-1。

表 16.5-1 煤质特性与结渣特性判别准则

结渣指数	判别界限	预测结渣程度
ST (°C)	>1390 1260~1390 <1260	轻微 中等 严重
SiO_2/Al_2O_3	<1.7 2.8~1.7 >2.8	轻微 中等 严重
B/A	<0.4 4~0.7 >0.7	轻微 中等 严重

注 B/A = $(Fe_2O_3 + CaO + MgO + Na_2O + K_2O)/(SiO_2 + Al_2O_3 + TiO_2)$ 。

一般说来，灰的变形温度越低，结渣性越强；软化温度与变形温度越接近，结渣性越强；熔渣黏度低易结渣；灰成分中 CaO、MgO、 Na_2O 、 K_2O 与 Fe_2O_3 、 FeS_2 含量高结渣性强，其中 Na_2O 、 K_2O 含量高者灰沾污性强， Al_2O_3 和 SiO_2 含量高的结渣性就弱。

在氧化性气氛中测得的灰熔化温度 t_3 高于还原性气氛中测得 t_4 的 50~150℃。

灰渣的黏温特性——灰渣黏度和温度间的关系。上限黏度和下限黏度间的温度间隔小者谓之短渣；反之谓长渣。前者不易形成结渣，后者则灰粒呈黏性状态的时间长，黏附在受热面上的倾向（机会）多，易形成严重结渣。

锅炉燃烧设备的设计不能适应强结渣性煤种时就会发生炉内严重结渣问题，例如，我国典型的强结渣性煤种—神华煤。

当锅炉燃用非设计的结渣性煤种时将出现炉内严重结渣现象。例如，盘山电厂 500MW 机组锅炉由晋北煤改烧神华煤时，炉内水冷壁出现大面积的严重结渣。

1.4.2.2 炉膛与燃烧器的设计

（1）炉膛。在锅炉炉膛的选型设计中，以下几个热力特征参数和几何尺寸至关重要：

1) 炉膛容积放热强度 $q_V = B_c Q_{net,ar}/V$ 。它基本上反映了在炉内流动场和温度场条件下燃料及燃烧产物在炉膛内的停留时间，在给定的输入热功率（ $B_c Q_{net,ar}$ ）条件下， q_V 愈小，说明锅炉炉膛容积（V）愈大，停留时间愈长，对煤粒燃尽愈有利，炉壁结渣的可能性也愈小，特别是炉膛上部及其出口处。例如，绥中 800MW 机组谈判中要求制造厂加高了炉膛 6m，原设计燃烧结渣性较弱的晋中烟煤，现也可掺烧结渣性强的神华煤，在国产的 300MW 机组锅炉中，类似这种情况也较多，这对减轻炉膛上部水冷壁及高温受热面的结渣是十分有益的（当然，绝不是越高越好）。

2) 炉膛断面放热强度 $q_F = B_c Q_{net,ar}/F_C$ 。它反映了炉膛水平断面（ F_C ）上燃烧产物的平均流动速度。 q_F 愈小，断面

平均流速愈低。一般认为此时气粉流的湍流脉动和混合条件可能减弱，会使燃烧强度和着火稳定性也有所减弱，但在高温区的停留时间有所增加，也会有利于减轻水冷壁表面的结渣。例如，某台 700MW 机组锅炉炉膛断面放热强度为 4.28MW/m²，大多数 600MW 机组锅炉的炉膛断面放热强度约为 4.7MW/m²，而在燃烧同样强结渣性煤时，前者要好得多（当然这不是唯一的因素，如该炉燃用煤粉细度也较细）。

3) 燃烧器区域壁面放热强度 $q_B = B_c Q_{net,ar}/F_B$ 。它在一定程度上反映炉内燃烧中心区域的火焰温度水平。 q_B 越小，燃烧中心的温度水平越低些；相对较大的燃烧器区域空间和较低的温度水平有利于减轻该区域壁面结渣的倾向。例如，某台 600MW 机组锅炉，由于燃烧器分段，避免气流贴壁，同时使 q_B 降低， $q_B = 1.316MW/m^2$ ，结渣现象相对较轻。

当采用炉内整体空气分级燃烧技术时，由于燃烧器区域过量空气系数小于 1.0，甚至仅为 0.85，燃烧推迟，更应慎重选取上述各热力参数！

4) 炉内水冷壁表面燃烧带的敷设。对挥发分比较低的难燃煤种，炉内水冷壁表面燃烧带的敷设对维持燃烧区域火焰温度，保证煤粉气流的着火与稳定燃烧有十分重要的作用。但耐火涂料表面却是良好的结渣基地，因此其敷设的方式、位置与面积的大小十分讲究，如果敷设不当将导致严重结渣，如某 350MW 与 660MW 机组锅炉都在投运初期因燃烧带敷设过多导致严重结渣，危及安全运行，不得经过几次改造——打掉部分燃烧带，造成很大损失。类似情况在其他低挥发分煤锅炉中也时有发生。

（2）燃烧器的设计与布置。燃烧器的结构设计与布置对运行性能有直接影响，为防止炉内受热面结渣，应组织良好的炉内空气动力场，不良的空气动力场会出现火焰偏斜，不仅燃烧不完全，而且会出现局部还原性气氛、火焰刷墙和局部高温等现象，往往引起结渣。

1.4.2.3 辅机的匹配

在实践中常遇到因磨煤机制粉出力的限制，为保证负荷而不得不使煤粉变粗，造成燃烧推迟，火焰中心上移，引起受热面结渣。

也曾遇到个别电厂，因燃用煤质相差很大的非设计煤种，使制粉系统不能适应，如在燃用低挥发分煤的锅炉中燃用结渣性烟煤等。

同样，在实践中也常遇到因风机选型设计中风机裕量选得太小，送风机与一次风机都有类似情况，因风量不足而出现严重结渣。

1.4.2.4 运行工况的影响

锅炉运行工况的变化和调整对炉内受热面的结渣状况有相当大的影响。

（1）锅炉负荷变化。由于炉内火焰温度随着负荷的升高而升高，炉内受热面的结渣倾向也逐渐增加，所以，有些锅炉不得不因此而降负荷运行。

（2）过量空气系数。运行中风量的大小（ O_2 的大小）不仅影响煤粉的燃尽，而且对炉膛火焰温度及烟气气氛有影响，通常情况下， O_2 小，即过剩空气量少，则火焰温度相对较高，易出现局部还原性气氛，致使炉内受热面结渣倾向增加。

（3）一、二次风量与风速的大小。对于旋流燃烧器，两者的适当配合，可以获得较为理想的火焰形状，不至于出现“飞边”、强旋转火焰冲刷侧墙等恶劣现象；对于直流燃烧

器,两者的适当配合,可以获得良好的炉内空气动力场,不至于出现一次风粉气流严重偏转或贴壁,不会因火焰冲刷壁面而产生严重结渣。

在炉内低过量空气下运行或火焰偏斜、局部冲刷墙壁时烟气环境会呈现还原性气氛,此时灰渣中铁主要以 FeO 形态存在,使灰熔融温度大大降低,结渣倾向增大(在氧化性气氛中,铁以 Fe_2O_3 的形态存在,灰熔融温度高)。

(4) 煤粉细度。煤粉细度及其均匀性指数对燃烧有直接的影响,煤粉越细,越容易燃尽,越粗就越不易燃尽,就有可能产生火焰刷墙,引起水冷壁结渣,或火焰中心上移,引起炉膛上部高温对流受热面严重沾污结渣。

均匀性指数 n 越小,则煤粉中的粗颗粒越多,自然,燃尽就差,同时也易产生火焰冲刷壁面,或因此而使火焰中心上移,引起结渣。

(5) 燃烧器之间风粉分配的均匀性。燃烧要求煤粉及时着火,并与空气及时均匀地混合。若出现某只燃烧器的粉多空气少或粉少空气多的不均匀分配情况,可能出现燃烧不良,使燃烧延迟、火焰冲刷壁面或局部区域呈还原性气氛等,引起结渣。墙式对冲燃烧时,侧边燃烧器的负荷过重,即粉量过多时易造成侧墙结渣;四角切圆燃烧时,下排燃烧器负荷过重,可能使煤粉离析增多,或冷灰斗上部局部温度增高,可能造成冷灰斗上部区域水冷壁(乃至冷灰斗)结渣。

(6) 吹灰。为了保持受热面的清洁,在锅炉炉膛及对流烟道,合理布置足够数量的吹灰器是必不可少的,而且必须采用实践证明是有效可靠的吹灰器,在锅炉运行期间进行或定期不定期的吹灰。实践中常会遇到因吹灰器布置不足、不能正常投运或因吹灰器类型选用不当而造成炉内受热面严重结渣或积灰的现象,影响锅炉安全运行。

1.4.3 锅炉结渣的预防

1.4.3.1 运行工况的优化调整

对于不属于锅炉设计制造原因引起的结渣,通常可通过运行工况的优化调整得到减轻或消除。主要采取的优化调整措施:适当增加总风量;加强吹灰;调整一、二次风量和风速;减小煤粉细度;改善燃烧器之间风粉分配,如适当减少上排燃烧器粉量,从而增加下排燃烧器粉量,以降低火焰中心,减轻上部水冷壁结渣,或减少下排燃烧器粉量,以减轻下部水冷壁的结渣;对墙式燃烧锅炉,适当减少侧边燃烧器粉量,降低两侧墙附近的燃烧强度,减轻其结渣倾向;通过较大幅度降负荷或昼夜升降负荷,使炉膛温度变化致渣掉落。

燃烧器摆动要慎重,防止“恶性循环”。如运行中出现燃烧器区水冷壁严重结渣,会导致炉膛出口烟温升高,过热蒸汽、再热蒸汽温度升高,此时若将燃烧器下摆,可能使炉膛下部温度升高,引起燃烧器下部、甚至冷灰斗的结渣,形成“恶性循环”;再如因屏过结渣而汽温偏低,运行中将燃烧器上摆,导致屏过结渣更严重时,也将产生“恶性循环”。如遇到以上情况,应及时采取措施,必要时应及时降负荷运行,甚至立即停炉,以免造成严重事故。

1.4.3.2 燃煤调控

锅炉掺烧结渣性弱的煤种可减轻炉内结渣,通常有以下掺烧方法:

(1) 炉外混煤。既可在煤场上掺混,也可通过输煤皮带掺混。

(2) 炉内掺烧。锅炉上煤时,不同煤仓上不同煤种,在炉内分层燃烧。例如吴泾电厂、石洞口二厂等,石洞口二厂

掺烧方式为:6层煤粉燃烧器中,两层投大同优混,其余3层(1层备用)投神木煤,大同优混一般投在中间两层(C、D层),有时投在最下两层。

(3) 阶段掺烧。采用结渣性强的煤种与弱的煤种交替轮换燃烧,使已有结渣在燃烧弱结渣性煤时掉落减轻,例如,珠江电厂。

1.4.3.3 设备改造

由于设计制造的先天性原因,而又无法掺烧结渣性弱的煤种时,就必须进行设备改造。改造方案根据实际情况而定,例如:炉膛上部屏区增设吹灰器;炉膛内增设水力吹灰器;对过热器受热面做适当的调整;燃烧带敷设的位置与面积调整;增加风机出力改造等。

1.5 氧化皮脱落

1.5.1 氧化皮脱落的危害

近年来,大批高参数超临界、超超临界机组相继投产,1Cr18Ni9Ti、12X18H12T、TP304H、TP347H、TP316H等18-8系列奥氏体不锈钢在超临界和超超临界锅炉机组上的广泛应用,伴随蒸汽侧氧化皮在停炉时发生大面积剥落和堆积的问题在过热器和再热器系统变得越来越严重,甚至会严重威胁到机组的正常运行,成为困扰这类机组安全生产的最棘手问题之一。蒸汽侧氧化皮的大面积剥落不但会造成过热器和再热器管排弯头部位堆积堵塞,致使管内蒸汽流量减少从而诱发超温爆管事故的发生,而且随同蒸汽流一起进入汽缸内部的固体氧化物颗粒还会造成汽轮机喷嘴、叶片、叶轮、隔板等部件的异常冲蚀和磨损。

1.5.2 氧化皮脱落事故典型案例

到目前为止,国内已有十多家电厂的超临界和亚临界锅炉先后出现了由于蒸汽侧氧化皮剥落问题所导致的非计划停机事故,严重时90%以上的管子都出现内壁氧化皮剥落问题,有的管子下弯头部位已经完全堵死或几乎堵死。

(1) 对于设计蒸汽温度为540℃左右的亚临界和部分超临界锅炉过热器和再热器,通常首次发生氧化皮大面积剥落事故的时间为投产后30000h左右,如某电厂一台350MW亚临界机组末级再热器材料为TP316H,设计出口蒸汽温度为540℃,2006年2月在机组累计运行约30000h后停机时发生了再热器管内部氧化皮剥落物事故,经检查发现有的管子弯头部位已完全被氧化皮剥落物堵死,个别管子弯头内的氧化皮剥落物还发生了结块现象;某电厂一台俄制500MW超临界机组的二级屏式过热器、三级屏式过热器、末级过热器、末级再热器材质均为12X18H12T,过热器和再热器出口设计蒸汽温度均为545℃,2004年10月在累计运行30000多小时后的网调停炉检查时发现二级屏式过热器、三级屏式过热器、末级过热器及末级再热器U形管下弯头部位都出现了大量的氧化皮剥落物,其中末级过热器和末级再热器90%以上的管子内都有氧化皮剥落物存在,有的过热器内氧化皮剥落物多达300g以上,部分再热器内氧化皮剥落物也多达700g以上。

(2) 对于设计温度高达571℃左右的超临界机组,在投产后10000h左右有可能发生氧化皮剥落事故,如某电厂一台国产600MW超临界机组的屏式过热器和末级过热器材质均为TP347H,过热器出口设计蒸汽温度均为571℃,2006年4月在机组投产一年后(累计运行时间还不到10000h)首次大修时就发现其屏式过热器和末级过热器内堆积了大量的氧化皮剥落物,尤其是末级过热器最严重,其中发生氧化皮剥落的管子数量也达到80%~90%。由此可见,对于设

计蒸汽温度很高的超临界和超超临界锅炉来说,其粗晶奥氏体不锈钢的蒸汽氧化问题将更加严重。

1.5.3 氧化皮剥落的原因

通过对锅炉受热面的蒸汽氧化问题研究结果表明:

(1) 锅炉受热面内壁氧化皮的剥落主要发生在停炉冷却过程中,导致氧化皮发生剥落的最根本原因是基体金属与氧化皮间以及氧化皮各层间不同的热膨胀系数所产生的过大热应力,且只有当氧化皮的厚度生长到一定范围时才会在停炉时发生剥落。

(2) 大量受热面管内壁的氧化皮厚度同时达到或超过某一启停炉条件下的临界剥落厚度值是导致氧化皮原生外层在该次启停炉条件下发生大面积剥落并引起局部堆积堵塞的最根本原因,由于奥氏体不锈钢的热膨胀系数与其蒸汽侧氧化皮间的热膨胀系数差异远比铁素体钢大,故奥氏体不锈钢蒸汽侧氧化皮的剥落倾向就远比铁素体钢大。

(3) 氧化皮的生长速度主要取决于运行中管壁金属温度的高低,超温或运行中管壁金属温度偏高是导致这类不锈钢管内壁氧化皮快速生长的主要原因,管壁金属温度越高,原生氧化皮外层发生首次大面积剥落,甚至堆积堵塞事故前的累计运行时间就越短。

1.5.4 防治氧化皮发生大面积剥落、堆积的措施

防治锅炉受热面内壁氧化皮在停炉时大面积剥落问题应从以下两方面入手:首先,尽可能降低氧化皮的生长速度,从而大大推迟其生长到临界剥落值以前的运行时间;其次,让部分较厚的氧化皮在运行过程中就逐渐剥落并随蒸汽带走,或调整停炉速度以控制氧化皮剥落物的总量。具体的防治和处理对策如下:

(1) 加强过热器和再热器出口蒸汽温度的监测和控制,并适当调低过热器、再热器的超温报警和预警温度设定值,以便降低过热器和再热器的管壁金属的整体温度水平,从而有效降低蒸汽侧氧化皮的总体生长速度,相对延长其氧化皮生长到临界剥落厚度值前的累计运行时间。

(2) 提高锅炉运行管理水平,并适当增加温度较高区域管排的壁温测点数量,严防局部超温,可有效降低温度偏高部位管子内壁氧化皮的生长速度。

(3) 通过调整锅炉燃烧工况、改善烟道温度场的分布以及受热面管子的吸热均匀性等,有效降低受热面管子的壁温偏差和汽温偏差,以便减少或消除局部管排温度过高的现象。

(4) 锅炉启动时及时投入启动旁路系统,避免过热器、再热器干烧造成的管壁超温。

(5) 在设计和运行操作允许范围内,通过改变减温水投入方式、减温水使用量或机组负荷调峰等手段定期或不定期地调整过热器和再热器管内的蒸汽温度,并适当增大蒸汽温度波动的幅度和速度,以便使一部分较厚的氧化皮在运行中温度波动时就能够陆续发生剥落并及时被蒸汽带走,从而避免大量受热面管子内壁的氧化皮原生外层在剥落前生长得过厚,并有效消除停炉时发生大面积剥落事故隐患。

(6) 当氧化皮总体厚度较薄时应加快启停炉速度,促使这些氧化皮的原生外层尽早以碎屑状脱落下来,以便于蒸汽吹扫或启炉时能够顺利地被蒸汽吹走;但当氧化皮总体厚度已经比较厚时,应尽可能降低启停炉速度,仅使管壁上氧化皮原生外层相对最厚的部位发生局部剥落,从而减少管内氧化皮剥落物的总量。

(7) 启炉时利用旁路进行蒸汽吹扫,可有效清除掉大部分管内的氧化皮剥落物,但对于一些剥落量大或剥落物尺寸

较大的管子来说,蒸汽吹扫通常吹不走或吹不干净其内的氧化皮剥落物。

(8) 停炉期间加强过热器和再热器系统疏水的排放,并确保管内剥落的氧化皮在停炉期间和启炉过程中始终处于干燥、松散的状态,以利于蒸汽吹扫。

(9) 在机组检修或停炉期间,采用专用检测装置对不锈钢管下弯头部位进行现场无损检测,可及时发现并割管清除其内的氧化皮剥落物。

(10) 过热器和再热器管排改造或更换时,建议适当增大内圈管子的弯曲半径,以减小剥落氧化皮集中堆积对通流面积的影响。

(11) 加强汽水系统管阀的检查和维修工作,防止运行和停炉期间汽水泄漏。

(12) 在锅炉给水由全挥发处理工况改变为加氧处理工况前,综合分析评估过热器和再热器内壁的氧化状态,在管子内壁原生氧化物已经很厚的情况下应慎重对待给水处理工况的改变问题。

(13) 对于局部实际金属温度较高且难以通过运行调整降到合理温度范围或者设计温度较高(如超临界、超超临界机组)的受热面管,建议更换其材质为抗蒸汽氧化性能更好的不锈钢管,如 TP347HFG、Super 304、HR3C 等牌号管子。

1.6 水冷壁高温腐蚀

1.6.1 现象与机理

炉膛水冷壁的高温腐蚀首先在高压液态排渣锅炉(约 10.0MPa)的水冷壁管向火侧表面上出现,腐蚀速度高达 0.3mm/kh。后来在高压固态排渣煤粉锅炉,尤其是燃用贫煤的锅炉中也发现严重的水冷壁管腐蚀,腐蚀最严重的某 300MW 锅炉,腐蚀速度高达 3.0mm/年。

腐蚀发生的区域通常在燃烧器中心线标高位置上下,与是否结渣无关,处于炉内最高温度区,如图 16.5-1 所示。向火侧的正面腐蚀最快,背火侧几乎不腐蚀。切圆燃烧炉膛中,腐蚀区位于四面墙中间呈菱形而略偏气流下游侧。靠近墙角及人孔、看火孔等周围的管段,因漏风而腐蚀很轻。受腐蚀的单根管子因含尘气流的冲刷而迎风侧更严重些。墙式对冲燃烧锅炉中,大多位于两侧墙。被腐蚀的水冷壁管外貌及断面如图 16.5-2 所示。

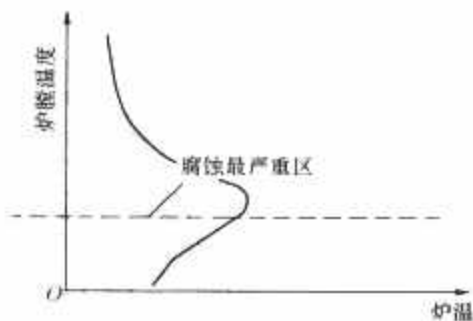


图 16.5-1 腐蚀区与炉膛温度

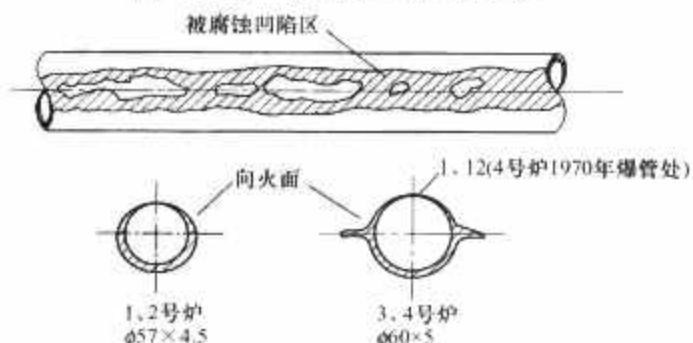


图 16.5-2 高温腐蚀管段的外貌及断面形状

水冷壁管外高温腐蚀主要可分为硫酸盐型 (M_2SO_4 、 $M_2S_2O_7$) 和硫化物型 (FeS 、 H_2S) 两种。 H_2S 型腐蚀的机理是, 当炉内供风不足时, 煤中的 S 除了生成 SO_2 、 SO_3 外, 还会由于缺氧而生成 H_2S 。同时, SO_2 和 SO_3 也会转变成 H_2S 。 H_2S 可直接与水冷壁中纯金属反应生成 FeS : $H_2S + Fe \rightarrow FeS + H_2$, 也会与水冷壁表面的 Fe_3O_4 氧化层中所复合的 FeO ($Fe_3O_4 \rightarrow Fe_2O_3 \cdot FeO$) 反应生成 FeS : $H_2S + FeO \rightarrow FeS + H_2O$ 。 FeS 的熔点为 $1195^\circ C$, 在温度较低的腐蚀前沿可以稳定存在。但当沾灰层温度较高时, FeS 又会再与介质中的氧作用, 转变为 Fe_3O_4 , 使腐蚀继续进行。根据某电厂对腐蚀产物的分析表明, 其中硫化铁的含铁量高达 68.82% 及 77.54%, 硫酸盐含量较少。腐蚀区近壁烟气抽样分析表明, 除含有较高的 CO 和 H_2 以外, 同时含有较高的 H_2S 气体, 烟气中 CO 浓度越高, H_2S 浓度也越高。贴壁气氛中的 H_2S 和 CO 是发生高温腐蚀的必要条件。资料证明, 腐蚀速度与烟气中的 H_2S 浓度几乎成正比例。可见, 水冷壁管外高温腐蚀主要属于硫化物型, 特别是 H_2S 的腐蚀, 同时兼有硫酸盐型腐蚀。

含灰气流的冲刷可加剧高温腐蚀的发展。气流中的大量灰粒会使旧的腐蚀产物不断去除而将纯金属暴露于腐蚀介质下, 从而加速上述腐蚀过程。

1.6.2 影响腐蚀的因素

1.6.2.1 燃用煤质

煤质是造成高温腐蚀的主要原因之一, 而燃煤中含硫量较高更是关键所在。国内大型机组的调查表明, 发生较严重高温腐蚀的锅炉, 绝大部分为燃用含硫量较高的贫煤锅炉, 而燃用烟煤的锅炉尚未发现高温腐蚀, 包括液态排渣锅炉。

与烟煤相比, 贫煤挥发分低, 着火和燃烧困难、燃尽度差, 需要较高的燃烧温度和较长的时间, 当炉内燃烧组织不良时, 煤粉火焰拖长, 大量煤粉粒子只是在到达水冷壁附近才开始燃烧和燃尽, 因而在那里形成缺氧的还原性气氛, 高的 CO 、 H_2S 浓度, 使高温腐蚀加剧。

1.6.2.2 水冷壁管壁温度

当水冷壁管壁温度为 $400 \sim 500^\circ C$ 时, 则壁面温度的影响呈指数关系, 如图 16.5-3 所示。亚临界压力锅炉饱和水温度约为 $360^\circ C$, 水冷壁管的外壁温度可达 $400^\circ C$ 或更高。壁温越高, 高温腐蚀将越严重。在相同的 H_2S 浓度下, 当管子壁温低于 $300^\circ C$ 时, 腐蚀速度很慢或不腐蚀。而壁温壁温在 $400^\circ C$ 以上时, 腐蚀速度将成倍增加。因此高压以上锅炉 (管内工质温度已高于 $300^\circ C$) 容易出现水冷壁高温腐蚀。

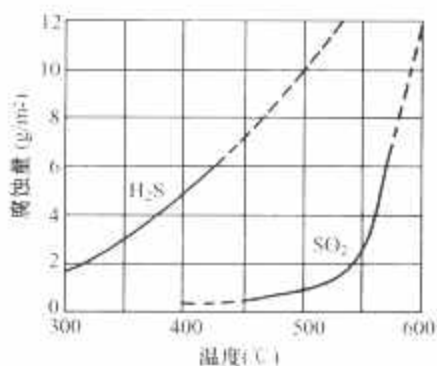


图 16.5-3 碳钢在 H_2S 和 SO_2 作用下
腐蚀与温度的关系

1.6.2.3 炉膛及燃烧器的设计布置

炉膛及燃烧器的设计布置对水冷壁管壁温度、尤其对壁面烟气气氛有直接影响。对于燃烧含硫量较高的贫煤、无烟煤锅炉, 应选用较低的炉膛容积放热强度, 而燃烧和防止高

温腐蚀对于断面放热强度和燃烧器区域壁面放热强度的要求是矛盾的, 前者要求选取高的数值, 而后者则宜选取低的数值为好; 同样, 对单只燃烧器的功率和相互间距的要求也是矛盾的, 前者要求单只燃烧器功率高些、相互间距小些, 而后者则要求与之相反。最终宜据燃用煤质及燃烧器的特性而定。

切圆燃烧锅炉炉内假想切圆直径太大及墙式布置侧边燃烧器与侧墙距离太小时易导致火焰严重刷墙, 产生高温腐蚀。

1.6.2.4 运行工况

(1) 煤粉细度对高温腐蚀有重大的影响。煤粉颗粒太粗将导致火焰拖长, 影响煤粉燃尽, 使大量煤粉颗粒集中在水冷壁表面附近, 冲刷并腐蚀水冷壁。当煤种较差时, 灰分大, 热值降低, 锅炉燃煤量增加, 磨煤机出力显得不足。在此情况下, 电厂往往不得不增大煤粉细度以满足制粉出力的要求, 也会使燃烧推迟及刷墙现象加剧。

(2) H_2S 的浓度不仅与炉膛过量空气系数有关, 而且与燃烧器出口的以及炉内近壁处局部的过量空气系数有关, 亦即还与炉内空气动力场组织欠佳而造成局部缺氧有关。如送、引风机出力不足; 空气预热器严重堵灰或漏风太大; 四角切圆燃烧锅炉的炉内一、二次风气流的分离而使一次风粉气流贴壁; 墙式旋流燃烧器的旋流强度过高而使火焰冲刷侧墙; 燃烧器严重烧损等。

(3) 若运行中操作不当, 炉内氧量及温度波动过于剧烈 (如给粉量波动), 使水冷壁附近氧化气氛和还原气氛交替出现, 导致壁面处于氧化气氛和还原气氛的交替作用下, 氧化层变得疏松, 给腐蚀介质提供大量的反应表面。

(4) 炉管内部结垢导致壁温升高, 腐蚀加快。某锅炉下辐射区两侧水冷壁的试验表明, 当水冷壁管的内部水垢从 $\mu=50g/m^2$ 增加到 $\mu=150g/m^2$ 后, 壁面温度升高了 $40 \sim 50^\circ C$ 。炉管内部结垢与水质和燃烧调整有关, 不均匀的管子的热流密度, 会使热流密度较大的管子结垢较重。

1.6.3 减轻和防止高温腐蚀的措施

由产生高温腐蚀的原因可见, 随着高参数锅炉的大量采用, 水冷壁管壁温度是不可能降低到不腐蚀区的, 因此, 减轻和防止高温腐蚀可采取以下措施:

(1) 针对燃用煤质合理选用燃烧方式, 选用适宜的炉膛和燃烧器的设计参数。对切圆燃烧锅炉, 必要时可采用侧二次风, 或左右浓淡的风包粉、预偏转二次风等防止水冷壁面附近出现还原性气氛的燃烧器设计。适当增加墙式燃烧锅炉中侧边燃烧器与侧墙的距离, 也可在侧墙水冷壁管间鳍片上开设贴壁风。

(2) 在燃烧器区域水冷壁管腐蚀区采用内壁不渗铝而外壁热浸渗铝的管子, 试验研究及实践证明在同样条件下其腐蚀速度较普通碳钢管低 4~6 倍。

(3) 控制并减少燃煤中的含硫量。

(4) 加强燃烧优化调整试验, 合理组织炉内燃烧工况, 防止火焰对水冷壁的直接冲刷, 增加水冷壁面附近的氧化性气氛, 防止出现严重的还原性气氛是减轻和防止高温腐蚀的根本性措施。国外经验表明, 使水冷壁管壁面附近烟气中的 O_2 含量不小于 2%, CO 含量小于 0.2% 即可防止产生高温腐蚀。国内运行经验表明当壁面附近烟气中 H_2S 含量小于 0.01% 时就没有腐蚀的危险, 当烟气中 H_2S 的含量大于 0.02% 将产生腐蚀。为此, 应注意以下各项:

- 1) 保持适当的炉膛过量空气系数, 不能太小。
- 2) 合理调整一、二次风风速, 直流式燃烧器应适当开

大燃料风挡板，使一次风粉被高速的周界风包围起来，增加其刚性，防止一次风粉气流偏转贴壁。

3) 合理调整旋流燃烧器的旋流强度，避免火焰冲刷水冷壁。

4) 适当降低煤粉细度，加速煤粉的着火与燃尽。试验表面，当煤粉细度 R_{90} 为 8.5%~13.5% 时，水冷壁管的高温腐蚀比 R_{90} 为 6%~8% 时的大好几倍，尤其当燃烧器给粉不均匀或配风工况受破坏时更是如此。

5) 合理分配各燃烧器负荷，以控制燃烧器区域的壁面热流密度和单只火嘴的热功率，降低炉膛内局部火焰最高温度。

6) 注意检查和试验各风量挡板，使调节灵活可靠；标定各风量测量装置，使其测量正确。

7) 加强水质的监督与控制，避免水冷壁管内结垢引起壁温升高。

(5) 国外采用材质和施工质量优良的碳化硅耐火燃烧带亦具有防止高温腐蚀的效果。

1.7 过热器管外高温腐蚀

过热器、再热器在高温烟气作用下，其金属及氧化物表面与含有微量硫和其他一些杂质的烟气作用，在表面形成硫酸盐的熔盐积灰，在氧化性气氛作用下引起腐蚀。通常情况下很少发生，以下仅将因炉内燃烧工况严重恶化时出现的过热器管外高温腐蚀为例。

1.7.1 腐蚀产生条件及其外貌特征

(1) 腐蚀损坏在很短的几天内形成，损坏前锅炉燃烧不正常，炉膛上部及屏式过热器有较长时间的结渣，特别是高温过热器烟道进口受热面严重结渣。

(2) 腐蚀发生在没有结渣的受热面迎烟气面，可结渣的受热面无损坏现象。

(3) 被腐蚀管段的外貌如图 16.5-4 所示，表面为不光滑坑穴状麻坑和不连续的斑点，深的在 3mm 以上，麻坑面积也大小不一。

(4) 麻坑周围的管壁未见减薄，麻坑和周围管壁呈蓝黑色，是一层很薄的氧化铁，许多地方表面很光，发亮，没有其他腐蚀产物。

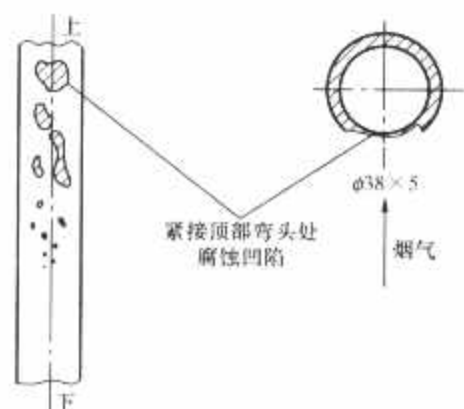


图 16.5-4 高温过热器管外腐蚀状态

1.7.2 腐蚀管段的金属学分析

(1) 表面沉积层的 X 射线物相分析指出，表面沉积层主要含有 Fe_3O_4 、 $CaSO_4$ 、 $\alpha-Fe_2O_3$ 及 SiO_2 ，黑色层主要是 Fe_3O_4 ，棕色层主要是 $CaSO_4$ 。

(2) 横截面硫印图像表明，在整个管段金属的表面腐蚀层中均有硫化物存在，在迎火面发生损坏的部位，管表面沉积层已被除去，但在紧贴金属基体的表面腐蚀层（黑色层）中仍有硫化物存在。沉积于管壁上的硫和碱金属化合物与管表面的氧化铁反应形成复合硫酸盐，在 550~700℃ 时复合

盐处于熔融状态，黏结在过热器、再热器管壁上，与金属发生反应，造成管件的硫腐蚀。

(3) 金相显微观察表明，管段基体金属无异常，但可见腐蚀呈深凹式浸入基体，局部地区呈坑穴状。

1.7.3 腐蚀原因

从腐蚀麻坑的清晰轮廓可知是局部的强烈腐蚀所致，并与过热器区严重结渣有直接关系。首先是因炉内燃烧工况不良，火焰中心上移，造成过热器严重结渣，堵塞部分烟气通道，而未被堵塞烟道内的烟速、烟温大大增高，使该处过热器管壁温度升高，腐蚀强化，加上高速含灰烟气流的冲刷使管壁损坏加重；从不连续的坑穴状腐蚀形貌可见是由不均匀的液相腐蚀所致。一般认为这是属于复合硫酸盐型的液相腐蚀，同时也有部分硫化物型腐蚀。

1.7.4 防止措施

从复合硫酸盐型液相腐蚀的机理出发，主要防止或减轻的措施是控制过热器管壁不超温。随着超临界机组的不断增多，高蒸汽温度参数（605℃/603℃）使过热器与再热器管壁温度更易进入腐蚀严重区，必须选用具有优良的抗腐蚀性能的高铬耐热钢；从腐蚀产生的条件出发，改善炉内燃烧工况，防止炉膛上部及过热器区域严重结渣。

1.8 尾部受热面磨损及低温腐蚀

燃煤锅炉尾部受热面普遍存在磨损的问题，特别是竖井烟道的低温过热器、低温再热器和省煤器管的磨损。当燃用含有较高硫分的燃料时，低温段空气预热器很可能发生低温腐蚀。这些大大影响了锅炉机组的经济和安全运行。

近年来，由于燃煤质量变差，发热量低、灰分高，特别当煤灰中 SiO_2 的含量较高时，灰粒硬度增加，对防止锅炉受热面磨损更为不利。

1.8.1 尾部受热面磨损的原因及防止措施

(1) 制粉系统运行不正常，煤粉变粗或燃烧调整不当，进入尾部烟道的飞灰颗粒增大，加速了受热面的磨损。

(2) 烟气速度太高。由于受热面的磨损量与烟气速度的三次方成正比，所以烟速提高 1 倍将导致受热面磨损量提高 8 倍。但随着机组容量的提高，锅炉尾部烟道截面的增大受到限制，因此进一步降低烟速将很困难。而且烟速的降低，还会引起传热系数的减小。为保证原传热量不变，必须增加受热面，提高了锅炉的初投资，受热面的布置也很困难。

为解决此矛盾，近代锅炉采用了鳍片管省煤器代替光管省煤器。因鳍片管的传热系数比光管大 35% 左右，使省煤器管排数可减少 25%，增大了烟气的通流面积，降低了烟速，磨损也降低。资料介绍，使用鳍片管省煤器后可提高使用寿命 1.25 倍左右。

对省煤器管子进行直流电镀铁和等离子喷涂 Al_2O_3 ，镀锌层厚 0.5mm， Al_2O_3 喷镀层为 1mm。试验证明，管子金属表面处理后，对防磨有一定效果，见表 16.5-2。

表 16.5-2 省煤器管子表面涂层防磨效果

名 称	单位	20 号钢管	Al_2O_3 喷镀层	低温镀锌层
平均单位时间磨损量	g/h	0.127	0.083 5	0.050 1
相对磨损量	%	100	65.7	39.4
相对耐磨性能比	倍	1.0	1.52	2.535

由此可以证明：采用直流电镀铁和等离子喷涂 Al_2O_3 进行管子表面处理对提高省煤器管子的防磨性能是可行的。但由于增加了初投资，对大型现代锅炉应用得较少。

资料介绍：错列管组第一排磨损小，第二排最严重，第三、四排次之；顺列管组第一排最严重，第二排磨损最轻，第三、四排开始严重，至第五排则更甚了，与第一排差不多。但顺列管组当 S_1/d 较大、 S_2/d 较小时，则第一排磨损最严重，应加以保护，其后各排则磨损较轻。为防止管子磨损，通常在这些容易磨损的地方应采取防磨措施，目前应用较多的防磨类型如图 16.5-5 所示。其中，图 16.5-5 (a) 种方法用得较广。

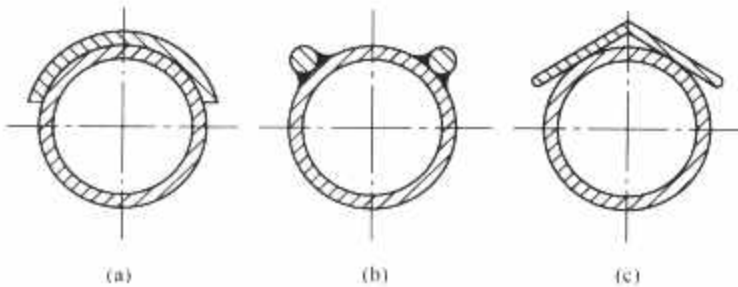


图 16.5-5 防磨类型

(a) 盖上冲压成型的防磨盖板；(b) 在易磨损的地方焊上圆钢条；
(c) 盖上压成钝角的角钢

(3) 烟气走廊存在。省煤器蛇形管的弯头与炉墙间隙俗称“烟气走廊”，由于“烟气走廊”处，烟气流是逐渐加速过程，灰粒浓度逐渐增加，所以省煤器管弯头的磨损也越来越严重。资料介绍：在一台省煤器水平方向 16 排管子和垂直方向 8 排管子， $S_1/d = 3.3$ 、 $S_2/d = 2.73$ 的试验台上测定的结果证实：“烟气走廊”第 8 排处的烟速是第 1 排处的 1.426 倍；“烟气走廊”入口处的最大飞灰量为 0.32g/min，而出口处增大到 0.45g/min，即提高了 40%；相应地，最下排弯头的磨损将是第一排弯头的 2.9 倍。这种情况与实际运行情况是吻合的。因此，为降低锅炉尾部省煤器管的磨损，必须设法消除“烟气走廊”。

消除“烟气走廊”常用的方法如下：

1) 紧靠炉墙处的省煤器弯头全部加装直护瓦，如图 16.5-6 所示，并将直护瓦延伸到炉墙的内壁。

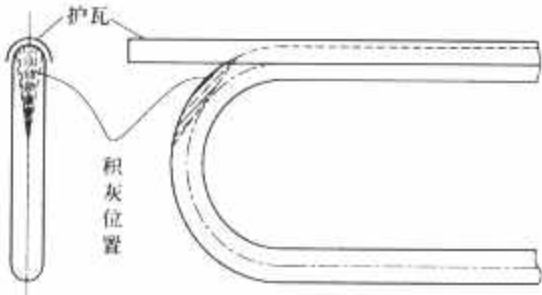


图 16.5-6 直护瓦防磨

2) 在每两排弯头之间加装一组阻力栅，如图 16.5-7 所示。阻力栅的结构尺寸应满足如下要求：

- a. 水平节距 S_1 和垂直节距 S_2 应与省煤器管组的 S_1 和 S_2 相同。
- b. 阻力栅的长度 L 为炉墙内壁至弯头的曲率半径的中心附近。
- c. 阻力栅直径比省煤器管径大 25%~30%。
- d. 阻力栅的材料可用圆管或圆钢，以圆钢为好。因可延长其使用寿命。

(4) 对燃用高灰分的劣质煤，有条件的情况下，尽量使用顺列管组替代错列管组。

(5) 除了省煤器管外，对采用管式预热器的机组，预热器烟气入口处约 0.8 倍直径处磨损严重。为防止这种磨损，可在预热器入口加装防磨套管，并在套管间灌注耐火塑料。

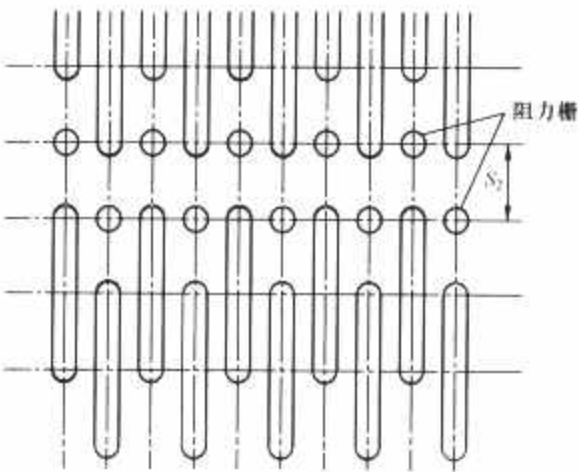
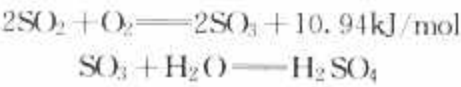


图 16.5-7 阻力栅防磨

1.8.2 尾部受热面低温腐蚀的原因及防止措施

当燃煤中含有较大的水分和硫分时，烟气中生成的水蒸气与硫燃烧后生成的三氧化硫结合而产生硫酸蒸气。其反应式为



这种硫酸蒸气会在受热面温度低于烟气露点温度而凝结成硫酸液体，严重地腐蚀受热面管子表面，这种现象常发生在空气预热器冷端，称之为低温腐蚀。

烟气中的露点与烟气中水蒸气含量（或水蒸气分压）有关，一般是正比关系。当受热面表面温度降到烟气中水蒸气分压的饱和温度或更低时，烟气中的水蒸气就会凝结，此凝结点称作烟气中水蒸气的露点。烟气中水蒸气露点还与燃料的种类有关，但该露点一般都很低。因此，若只考虑水蒸气的露点，受热面表面是很难结露的（见表 16.5-3）。

表 16.5-3 烟气中水蒸气的露点

燃料种类	水蒸气分压 $p_{\text{H}_2\text{O}}$ (kPa)	露点 t_{d} (°C)
褐煤	0.126	50
烟煤	0.092	43
无烟煤	0.033	25
重油	0.097	45

烟气中 SO_3 气体的存在，将使烟气的露点大大提高，对防止锅炉尾部低温受热面的低温腐蚀不利（见表 16.5-4）。

表 16.5-4 烟气中不同的硫酸蒸气分压
下烟气露点的变化

硫酸蒸气分压 $p_{\text{H}_2\text{SO}_4}$	水蒸气分压 $p_{\text{H}_2\text{O}}$			Pa
	5000	8300	24 500	
0	33	43	64	
10	40	48	70	
50	63	68	87	
100	86	91	105	
200	116	121	130	

防止锅炉尾部低温腐蚀的措施：

(1) 提高管壁温度。

1) 在进空气预热器前的风道上装设有暖风器，当环境温度较低时，可以投入暖风器，以提高进入空气预热器的空气温度，并保持空气预热器冷端空气与烟气温度的平均值不小于酸露点，从而防止空气预热器冷端积灰和腐蚀。

- 2) 空气预热器冷端采用热管预热器。
- 3) 应尽量避免给水温度长时间低温运行。
- (2) 降低烟气中的 SO_2 含量。
- 1) 优化燃烧调整, 采用合理的过量空气系数, 减低 SO_2 的生成。在保证煤粉着火的前提下, 设计采用低温燃烧方式。
- 2) 采用高温或中温脱硫技术, 以降低烟气中的 SO_2 含量, 从而提高烟气的露点。
- 3) 采用清洁的循环流化床燃烧技术, 降低烟气中的 SO_2 含量。
- (3) 采用耐腐蚀材料。
- 1) 对管式空气预热器管组, 曾用玻璃管组或搪瓷管组替代低温段钢管预热器管组来防止低温腐蚀, 有一定效果, 但运行维修费用增加。
- 2) 对回转式空气预热器低温段, 目前常用陶瓷换热片制作, 以防低温腐蚀。这种结构对防止低温腐蚀有效, 且拆卸、更换方便, 故广泛应用于大型机组中。

2 汽轮机及辅助设备运行故障预防处理

2.1 汽轮机超速及轴系断裂

汽轮机转速超过汽轮机超速保护动作值称汽轮机超速, 转速超过超速动作值至 3600r/min 称事故超速, 超过 3600r/min 称严重超速。严重超速可导致叶片甩脱、轴承损坏、轴系断裂, 甚至造成整台汽轮发电机组报废。

2.1.1 主要原因

- (1) 调节汽门卡涩、调节汽门漏汽量大、调节系统及保安系统动作不正常, 通常是在机组甩负荷后而引起汽轮机超速。
- (2) 对于抽汽机组, 在机组突然甩负荷后, 抽汽止回阀未关闭。

2.1.2 预防措施

- (1) 按规定进行超速试验, 危机保安器动作转速符合要求。
- (2) 机组在制造厂必须严格按照超速试验要求进行试验, 危机保安器动作转速合格, 3600r/min 保持时间符合要求。
- (3) 按规定进行主汽门、调节汽门严密性试验, 主汽门、调节汽门严密性符合要求。
- (4) 按规定进行调节保安系统试验, 确保调节系统调节品质优良、动作正常, 保安系统动作可靠, 当调节或保安系统出现故障, 转速控制失灵, 禁止启动机组。
- (5) 机组在正常运行时, 调节或保安系统出现故障, 转速控制失灵, 立即进行停机处理, 在机组负荷到零后, 采用先停机后解列发电机。
- (6) 机组正常停机时, 仔细观察机组负荷到零, 再解列发电机。
- (7) 定期进行抽汽止回阀试验, 确保抽汽止回阀动作可靠, 关闭时间符合要求。
- (8) 对于抽汽供热机组, 在抽汽止回阀故障可能导致机组超速时, 应在抽汽管道加装快关阀, 快关阀关闭时间应小于 1s。

为了杜绝超速事故的频繁发生, 消除事故隐患, 防止事故的萌生和发展, 必须严格执行运行、检修操作规程, 严防部套卡涩、汽门漏汽和保护拒动。加强运行、检修管理、提高人员素质, 提高运行人员对事故的判断、果断处理和应变

能力, 是防止严重超速和轴系断裂事故的根本措施。

2.1.3 超速典型案例

多年来, 国内发生多起汽轮机超速事故, 导致机组停机, 有些事故还造成重大财产损失, 汽轮机典型超速案例见表 16.5-5。

表 16.5-5 汽轮机超速典型案例

序号	电厂简称	事故过程及原因
1	A	该厂 2 号 300MW 机组在基建调试期间, 在突然甩负荷过程中, 联动开启高压旁路, 低压旁路未投连锁而未能联动开启, 而中压主汽门和调节汽门卡涩, 在机组甩负荷 17s 后转速达 4207r/min, 最后, 手动开启低压旁路, 转速得以控制
2	B	1988 年, 该厂 5 号 200MW 机组进行超速试验时, 汽轮机超速而导致轴系断裂, 引起超速的原因是调速系统结构设计不合理, 使调速系统进入开环失控区域
3	C	1999 年, 该厂 200MW 发生轴系断裂事故。当时, 运行人员在主油泵轴与主轴齿型联轴器失效, 机组转速失去控制, 并在无任何转速监视手段的情况下再次启动, 从而引发轴系断裂事故。事故原因是中压主汽门开启后产生了很强的压力波, 低压隔板损坏, 最后导致轴系断裂
4	D	1991 年, 该厂 1 台 50MW 机组在正常停机过程中, 未关闭抽汽电动门, 抽汽止回阀连锁保护也未投入, 打闸后致使热网蒸汽倒流进汽轮机, 导致机组超速, 轴系断裂

2.2 汽轮机水冲击

水和冷蒸汽进入汽轮机, 可能造成设备严重损坏。近年来, 汽轮机进水事故在国内时有发生。汽轮机由于水冲击将造成叶片损坏、汽缸裂纹或永久变形、推力轴承损坏、动静部分磨碰, 甚至造成大轴弯曲。

2.2.1 水冲击的原因

- (1) 锅炉主蒸汽、再热蒸汽系统。汽包水位控制不当、主、再热蒸汽减温水门不严或误操作、汽水分离器故障, 导致蒸汽温度突降; 汽轮机突然大幅度升负荷及滑参数停机过程中, 运行操作控制不当; 汽轮机突然大幅度降(甩)负荷, 给水压力突然升高, 减温水调整不及时; 停机过程中, 未按规定开启相应的疏水阀门; 进行锅炉安全门整定时, 主蒸汽压力高, 系统隔离和运行操作不当, 容易导致汽轮机进水和冷蒸汽, 尤其是高排止回阀不严, 容易发生进水事故; 锅炉进行水压试验时, 汽轮机侧未完全隔离, 导致水进入汽轮机。
- (2) 抽汽系统。当加热器管束泄漏、疏水器故障、抽汽止回阀不严时, 将会导致加热器积水进入汽轮机; 除氧器满水, 抽汽止回阀不严时, 水也会进入汽轮机。
- (3) 汽轮机本体疏水系统。导汽管、汽轮机本体疏水和各段抽汽管道疏水不畅或疏水系统设计不合理; 运行过程中, 当上、下缸温差超过规定值, 负荷小于某一规定值, 未按运行规程的规定开启相应的疏水阀门; 疏水扩容器压力高, 本体疏水止回阀泄漏。
- (4) 凝汽器。凝汽器满水倒灌进入汽轮机, 多发生在停机以后, 由于进入凝汽器的补水门不严等。
- (5) 汽封系统。汽封系统疏水不充分, 汽封进汽温度过低。

2.2.2 预防措施

- (1) 主蒸汽管道、再热蒸汽管道、高压排汽管道、导汽管、汽轮机本体、抽汽管道设计合理, 符合防止汽轮机进

水、进冷汽导则的要求,疏水系统应保证疏水畅通,不向汽缸返汽和返水。

(2) 连接疏水扩容器的疏水管,应按压力等级顺序分别接入高、中、低压疏水联箱,并呈45°角连接。汽轮机本体疏水管要单独接入疏水扩容器或联箱。扩容器通往凝汽器的连接管道,其通流面积要足够大,使得扩容器压力基本上接近凝汽器的压力。扩容器的标高要保证疏水能够畅通地排入凝汽器的热井中。

(3) 当主蒸汽温度和再热蒸汽温度突然下降,应查明原因,及时采取措施予以消除,当主蒸汽温度和再热蒸汽温度10min下降50℃,应紧急停机处理。

(4) 滑参数停机时,汽温、汽压、负荷应按规定的变化曲线进行控制,蒸汽参数保持50℃以上的过热度。

(5) 在锅炉熄火后蒸汽参数得不到保证的情况下,不应向汽轮机供汽。

(6) 运行过程中应加强对主蒸汽压力、主蒸汽温度、再热蒸汽温度、缸壁温度、上下缸温差、轴封供汽温度、除氧器水位、加热器水位的监视,发现异常情况,应尽快查明原因,采取果断措施予以消除。尤其是在低转速下,汽轮机进水,对设备危害更大,此时,更应加强监督。

(7) 停机后,应加强对凝汽器热井水位的监视。

(8) 机组在进行吹管、水压试验、安全门整定期间,应对汽轮机侧的系统进行仔细隔离。汽轮机在热状态下,若主蒸汽系统不严,不宜进行水压试验,如需进行水压试验应采取有效措施,防止水漏入汽轮机。

2.2.3 典型进水案例

(1) 1986年1月,A电厂2号200MW汽轮机在滑参数停机时,主蒸汽温度下降太快,使转子受到急剧冷却,动静发生摩擦,而造成了转子发生永久性弯曲事故。

(2) 1990年10月,B电厂200MW在运行中4号低压加热器满水进入中压缸,中压缸上、下温差达264℃,造成了中压转子发生永久性弯曲事故。

(3) 1994年2月,C电厂2号200MW汽轮机在停运后,当时高压缸金属温度406℃,由于轴封供汽门不严,锅炉的低温蒸汽经轴封供汽门漏入汽缸,转子局部受到急剧冷却,使高压转子发生永久性弯曲事故。

2.3 汽轮机转子弯曲及直轴处理

2.3.1 弯曲原因及机理

汽轮机转子弯曲通常分为热弹性弯曲和永久性弯曲。热弹性弯曲即热弯曲,是指转子内部温度不均匀,转子受热膨胀而造成转子的临时弯曲。这时转子所受到的应力未超过材料在该温度下的屈服极限。所以,通过延长盘车时间,在转子内部温度均匀后,这种弯曲会自行消失。永久弯曲则是,转子局部受到急剧加热或冷却,该区域与临近部位产生很大的温度差,而受热部位热膨胀受到约束,产生很大的热应力,其应力值超过材料的屈服极限。在剧烈摩擦时,此温度可高达650~1300℃,使转子局部产生压缩塑性变形。当转子温度均匀后,该部位将存在残余拉应力,塑性变形并不消失,造成转子永久性弯曲。当转速低于一阶临界转速时,转子的弯曲方向和转子不平衡离心力的方向基本一致,所以往往产生越弯越磨,越磨越弯的恶性循环,容易使转子产生永久弯曲。转子永久弯曲后往往可以发现肇事过程中转子热弯曲的高位是永久弯曲的低位,这说明了因热弯曲而摩擦发热的高位,恰好是受周围温度低的金属挤压产生塑性变形的部位。当转速在一阶临界转速以上,转子弯曲方向与转子的离

心力方向趋于相反,使摩擦面自动脱离接触的趋向,摩擦引起转子弯曲的可能性较小。汽轮机进水和进冷汽将使处于高温状态下的转子局部急剧冷却而产生巨大的拉伸热应力,此应力超过材料屈服极限时,同样产生塑性变形,在温度均衡后转子局部急剧冷却部位成为弯曲的高点。转子热处理工艺不当、热稳定性差、材质存在问题,偶尔可能引起转子弯曲。当转子的晃动度超过原始晃动值且小于70μm,转子的弯曲量在容许范围内。否则,认为转子发生永久弯曲。一般情况下,对于300MW及以下容量机组,转子最大弯曲量不超过100μm,可通过动平衡技术消除转子弯曲而产生的不平衡力,能够保证机组正常投入运行。否则,宜对弯曲转子进行直轴处理。

汽轮机转子弯曲一般发生在转子一阶临界转速以下或停机后。当汽轮机转子晃动度超限,连续盘车4h以上不能恢复到正常值;汽轮机轴系振动增大原因不明,特别是临界转速振动显著增大,有可能是转子发生了永久弯曲,通过揭缸检查测量,可确定转子是否发生弯曲。当转子发生弯曲,应详细测量转子各部位的弯曲量(包含轴向和径向),绘制转子弯曲量曲线,供制定直轴工艺参考。当同一根转子发生3次以上永久弯曲,建议更换该转子。

2.3.2 预防措施

(1) 汽轮机通流部分轴向间隙和径向间隙符合设计要求。

(2) 汽轮机本体保温材料、工艺符合要求,下缸保温材料应紧贴缸壁,长期运行应不脱落。

(3) 主蒸汽、再热蒸汽、各级抽汽、本体疏水畅通,严防汽轮机进水、进冷汽。

(4) 汽轮机启动前应确认大轴晃动、轴系振动、胀差、轴向位移、汽缸壁温、进水监测仪表正常投入,否则禁止启动。

(5) 汽轮机各处壁温指示正确,高压缸排气止回阀、各段抽汽止回阀及其控制装置试验灵活无卡涩,连锁动作可靠。

(6) 汽轮机首次启动盘车记录转子原始晃动值及最高点的圆周相位。以后每次冲转前、停机后均应仔细监视转子晃动度、盘车电流及电流晃动范围,发现异常应及时查找原因并予以消除。汽轮机冲转前发生转子弹簧热弯曲应适当延长盘车时间,且转子晃动度应不大于规定值。

(7) 汽轮机冲转前主蒸汽、再热蒸汽温度应具有50℃过热度,且与高、中压缸温度相匹配。冲转前高、中压内外缸壁温差不超过50℃,高、中压内缸内壁上下温差不超过35℃,冲转和升速过程中严格控制和调整金属温差不超限。

(8) 汽轮机在运行过程中,尤其是在不同转速和负荷下应严密监视轴系振动值及变化规律,在启动过程中注意监视轴系各阶临界转速及振动,若振动超过跳机值,应立即停机,严禁硬闯临界转速或降速暖机。

(9) 热态启动应先送轴封汽,后抽真空,供汽温度要与汽封段转子金属温度相匹配。送汽前要充分疏水,防止有水进入汽封段。热态启动前盘车不允许中断,若盘车中断后,应按规定保证连续盘车时间。

(10) 运行中应严密监视主蒸汽、再热蒸汽温度变化,如蒸汽温度突降50℃,应立即停机。

(11) 汽轮机停机期间测取正常停机惰走曲线,并与典型的情走曲线对照,停机后必须记录各缸壁温度、胀差等。

(12) 汽轮机停机后,注意监视凝汽器水位和除氧器水

位，防止凝汽器和除氧器满水，并根据规程要求适时切断有可能返向汽缸的水源和冷汽。

(13) 盘车电流异常，应及时查明原因并予以处理，若发生动静摩擦，可先进行 180°间歇盘车，待转子热弯曲消失后再进行连续盘车。当手动盘不动时，待冷却后再进行盘车，严禁强行盘车。

2.3.3 直轴工艺

汽轮机转子的直轴通常采用应力松弛法，该方法较安全可靠，矫直后的轴具有良好的稳定性，尤其适合高合金钢整锻转子。其工艺流程为：

(1) 采用直轴前回火处理消除内应力和表面硬化。对转子进行全圆周加热，加热速度为 20~25℃/h，在低于转子回火温度 30~50℃下保持 4~6 h，然后以 15~20℃/h 降温速度降温，测量转子各部位的弯曲量。若转子在运行过程中，由于摩擦和进水引起转子永久弯曲，通过对弯曲转子进行回火处理，将消除部分内应力，最大弯曲量下降，通常最大弯曲量下降 20%~30%，其弯曲下降量与材料特性、转子结构尺寸、回火温度等有关。若转子弯曲是由于转子出厂前存在问题（热处理不当、组织不稳定、转子内部残余应力大等），通过回火处理，转子最大弯曲量可能将增大。

(2) 采用直轴前回火处理的加热速度将转子加热到最高加热温度，该温度低于转子回火温度为 30~50℃，对于 P₂ 钢，直轴过程中最高加热温度为 655~665℃；对于 CrMoV 钢，直轴过程中最高加热温度为 650~660℃。直轴加压应力一般在 50~70MPa，若直轴效果不理想，可逐渐加大直轴应力。然后以 15~20℃/h 降温速度降至室温，并测量转子各部位弯曲量。在任何情况下应确保转子内外壁温差不大于 20℃。若最大弯曲量大于 0.03mm，可进行第二次，甚至第三次直轴，直至转子最大弯曲量符合要求。

(3) 按照直轴前对转子加热、降温速度和保持时间进行稳定回火处理，测量转子弯曲量，且最大弯曲量符合要求。

(4) 用着色法对转子表面进行裂纹检查，发现裂纹应采用车削和打磨方法消除。

(5) 对转子进行低速动平衡，直至振动符合要求。

此外，加热阶段对叶轮轮缘温度应控制在 550℃以下，以防叶轮根部变形和生成氧化皮，导致转子报废。一般情况下，300MW 及以下容量机组可在现场进行直轴，600MW 及以上容量机组建议在制造厂进行直轴处理。

2.4 轴系振动

轴系振动是衡量汽轮发电机组能否持续安全、可靠运行的重要指标。当机组轴系振动超过一定的限值（标准）时，可能会造成动静部分碰磨、部件的疲劳损坏、连接或紧固件的断裂与松脱、基础和周围的建筑物的损坏等后果，甚至发生灾难性事故。

2.4.1 轴系振动评价

对机组轴承座和转轴振动的评价分别参照 GB/T 6075.2—2007 和 GB/T 11348.2—2007。

在这两个标准中，对传感器布置的位置、测量仪表以及转轴的晃度等作了具体的规定。轴承座振动和转轴振动（绝对轴振和相对轴振）分别用振动烈度（速度均方根值）和振动位移峰—峰值来表示。对于额定转速下正常稳态运行的振动水平分为 A、B、C 和 D 四个区域来定量评价。四个区域机组安全性定义如下：

(1) 区域 A。新投产的机器，振动一般应落在此区域内。

(2) 区域 B。振动在此区域内的机器，对于无限制地长期运行，一般认为是可接受的。

(3) 区域 C。振动在此区域内的机器，对于长期连续运行，通常认为是不满意的。一般来说，机器在这种状况下，在有适当机会采取补救措施之前可以运行一段有限时间。

(4) 区域 D。振动在此区域内一般认为其烈度足以引起机器的损坏。

表 16.5-6 是轴承座振动区域边界的推荐值，表 16.5-7、表 16.5-8 分别是相对轴振和绝对轴振区域边界的推荐值。

表 16.5-6 汽轮机和发电机轴承箱/底座振动速度区域边界的推荐值

区域边界	轴转速 (r/min)	
	1500 或 1800	3000 或 3600
	振动速度均方根值 (mm/s)	
A/B	2.8	3.8
B/C	5.3	7.5
C/D	8.5	11.8

注 1. 这些数值适用于所有轴承的径向振动测量和推力轴承的轴向振动测量。
2. 这些数值适用于刚性基础和挠性基础上安装的汽轮机和发电机。当然，通常在大块式混凝土基础上的机器上测得的振动要比在较挠性基础上的机器上测得的振动小。

表 16.5-7 汽轮机和发电机转轴相对位移的各区域界限

区域边界	轴转速 (r/min)			
	1500	1800	3000	3600
	轴相对位移峰—峰值 (μm)			
A/B	100	90	80	75
B/C	120~200	120~185	120~165	120~150
C/D	200~320	185~290	180~260	180~240

表 16.5-8 汽轮机和发电机转轴绝对位移的各区域界限

区域边界	轴转速 (r/min)			
	150	1800	3000	3600
	轴绝对位移峰—峰值 (μm)			
A/B	120	110	100	90
B/C	170~240	160~220	150~200	145~180
C/D	265~385	265~350	250~320	245~290

由于在 GB/T 6075.2—2007 中轴承座振动用振动烈度表示，电厂应用可能不习惯，因此在使用该标准时也可参考原水利电力部 1959 年颁布的《电力工业技术管理法规》的规定（见表 16.5-9），以测量汽轮发电机组各轴承三个方向（垂直、水平和轴向）振动位移峰—峰值来进行评价。

表 16.5-9 原水利电力部振动标准

评价状态	轴转速 (r/min)	
	1500	3000
	振动位移峰—峰值 (μm)	
优等	≤30	≤20
良好	≤50	≤30
合格	≤70	≤50

2.4.2 轴系振动故障诊断

振动诊断是通过对机组运行中的振动参数定量地检测和分析,对其原因、危险程度等进行识别和评价,并确定处理方法。为进行准确的振动故障诊断,需了解异常振动故障的基本种类和振动特征。

2.4.2.1 振动的分类及异常振动特征分析

按照引起振动的原因划分,机组轴系的弯曲(横向)振动基本上可分为强迫振动和自激振动两类。强迫振动是旋转机械实际存在的外力作用而引起的一种不可避免的振动,其本身不是异常振动。但是,当外力较正常时显著增大,以及外力的频率和旋转机械系统的某一固有频率一致或非常接近

时,则会出现异常振动。自激振动是与旋转机械实际存在的外力作用无关而发生的一种振动,其本质上是异常振动,在正常情况下是不会发生的。自激振动的起因归之于转子—支承系统中存在某一机械能的反馈环节。该反馈环节使转子从转动中获取能量,并转换为某一特定频率下的横向振动能量而维持振动。自激振动的振动频率与外力的频率完全无关,而与机械系统的固有频率一致。

强迫振动和自激振动发生的机理有着本质上的不同,振动性质也有很大的差异。因此,从异常振动诊断角度出发,必须要首先了解各种异常振动的类型和反映出的振动现象。表 16.5-10 列出常见的机组各种异常振动现象和其振动特征。

表 16.5-10 机组各种异常振动和对应的振动频率、振动特征和现象

振 动 原 因	频 率	振 动 特 征、现 象
(1) 转子不平衡 1) 转子原始平衡状态不好 2) 转子热弯曲 3) 动静碰摩引起的转子热弯曲 4) 转子磨损及腐蚀 5) 异物的附着、脱落 6) 转子变形及损坏 7) 各部件的松弛 8) 因连接不佳而引起的不平衡	振动频率与转子转动频率一致	(1) 通过临界转速或工作转速下振动大 (2) 热态工况下振动较冷态工况下振动明显增大 (3) 由于动静接触,振动急剧增大或周期性变化 (4) 随时间振动逐渐增大 (5) 异物的附着,振动逐渐增大 (6) 变形时,振动缓慢增大 (7) 因发热,配合部分松动而引起振动 (8) 单独运转,振动良好,连接后振动大
(2) 对中不良 1) 联轴器不同心(平行不对中) 2) 联轴器端面翘偏(偏角不对中) 3) 轴承不对中 4) 基础下沉	一般振动频率与转速频率相同,特殊情况下含有转速频率的 2 倍成分	(1) 联轴器两端轴承较大的径向振动 (2) 联轴器两端轴承较大的轴向振动 (3) 联轴器严重不对中,容易使转子不平衡,灵敏度增大 (4) 轴承标高的变化使轴承载荷重新分配,严重时造成油膜自激振动或轴承温度偏高 (5) 轴承座和汽缸中心位置变化引起找中不准,振动逐渐增大
(3) 基础不良 1) 安装基础不平 2) 地脚螺栓松动 3) 水泥二次灌浆不足 4) 地基刚性不足 5) 基础失效变化	一般振动频率与转速频率相同	(1) 因基础刚性差,基础振动偏大 (2) 轴承座、定子等与基础、垫铁等的差别振动较大 (3) 因地基不均匀下沉,定子中心发生偏差
(4) 共振 1) 转子系统共振 2) 轴承座、汽缸等结构共振 3) 基础共振 4) 配管系统等的共振 5) 拍振	一般振动频率与转速频率一致,有时为 2 倍转速频率。频率为配管系统的固有频率。频率为两机器转速频率之差	(1) 因临界转速接近工作转速,造成工作转速下轴振及轴承座振动大 (2) 轴振较小,但轴承座、汽缸等结构振动大 (3) 基础振动大,频率为转速频率或为 2 倍转速频率(对发电机、励磁机下面的基础) (4) 在配管系统中,管道的固有频率接近转速频率或某一流体激励力频率,发生共振,并可能将振动传至基础、轴承座等 (5) 同类型机器因转速差的存在,相互干扰发生的拍振现象
(5) 转轴临界转速下的振动 1) 临界转速 2) 副临界转速	频率与转速频率一致。 频率为转速频率的 2 倍	(1) 在转轴临界转速附近振动急剧增加,通过临界转速后,振动明显降低 (2) 转速在一阶临界转速频率 1/2 左右时振动增大,主要原因是转轴刚性的各相异性所致
(6) 油膜自激振动 1) 油膜涡动 2) 油膜振荡	振动频率为转动频率的 1/2 左右或转子一阶临界转速频率	在使用润滑轴承的机组中,该振动是由于油膜异常而引起的自激振动。具有以下特点 (1) 振动的出现、消失是突发性的,一般与转速有关 (2) 振动的出现和消失在升降速过程中转速数值有偏差 (3) 发生油膜涡动时振动频率约为转速频率一半 (4) 油膜振荡在转轴一阶临界转速的 2 倍以上发生,振动频率为一阶临界转速频率,转速再升高,该频率保持不变 (5) 转轴涡动方向与转动方向一致,为正向涡动
(7) 蒸汽激振	振动频率为转动频率的 1/2 左右或转子一阶临界转速频率	常在高参数、大容量,特别是超临界压力汽轮机中出现。其特征如下 (1) 突发性振动敏感于负荷,且一般发生在较高的一个门槛负荷,超过此负荷,立即激发蒸汽激振,而当负荷降低至某一数值时,振动即能恢复,有较好的重复性 (2) 振动有时与调节汽门的开启顺序和调节汽门开度有关,通过调换或关闭有关阀门有时能够避免该振动的发生或减小振动的幅值 (3) 一般振动频率为转动频率的 1/2 左右,严重时为转子一阶临界转速频率 (4) 转轴涡动方向与转动方向一致,为正向涡动
(8) 内摩擦引起的涡动	振动频率为转子一阶临界转速频率	(1) 转轴接触表面产生的摩擦力使转轴中心受到一与旋转方向相反的力矩,会降低系统的阻尼,严重时会产生摩擦自激振动 (2) 转轴涡动方向与转动方向相反,为反向涡动
(9) 因松动(摆动、偏斜、间隙)及非线性因素引起的分谐波共振	以相当于转速频率的 1/2 或 1/3 等整数分之一的频率振动	在含有松动或非线性系统中,会发生分谐波共振现象,产生剧烈振动,特点如下 (1) 分谐波振动只在规定的强迫振动频率、强迫振动力的某一范围内才发生 (2) 对于对称和非对称非线性系统,分别发生 1/3、1/5、…和 1/2、1/4、…的分次谐波 (3) 分谐波振动的发生区域,受强迫力大小、间隙大小、减振力大小的影响

2.4.2.2 振动故障诊断

振动故障诊断常用方法分为时域诊断法和频域诊断法,其中后者最为常用。时域诊断法是将传感器采集的原始振动信息与异常时的振动特征信息相比较,从而对振动故障作出初步判断,通常包括波形分析、轴心轨迹分析和轴心位置分析等方法。频域分析法是利用频谱分析技术将时域振动信号变为频域振动信号,将构成振动信号的各种频率成分都分离出来,以便进行振源的识别。

振动故障诊断的过程,实质上是提取识别振动故障的症候,并建立振动故障与识别故障症候的关系。每个振动频谱分量及其变化,都预示着故障的萌芽。振动频谱为振动故障的识别提供了丰富的振动故障症候信息。然而,一种振动频谱往往对应多种振动故障,即振动故障与振动频谱之间不是单一对应关系,因此,还必须引进振动故障识别的相关因素,如转速、负荷、励磁电流、时间、振动变化趋势、振动增量分析、轴振与轴承座振动比值等。

目前国内外采用的振动故障方法概括起来有模式识别法、概率统计法、模糊数学法、灰色系统理论法、人工智能法和全息谱法等。

2.4.3 故障诊断实例

2.4.3.1 某核电站 728MW 半速机组低压转子动静碰摩引发的振动分析及处理

某核电站 2 号机组 2006 年 3 月 11 日 0 时左右,因核岛故障,机组跳机。故障处理完毕后机组于 3:14 热态启动,定速 1500r/min,轴系振动良好。3:50 机组并网,随后带 58MW 运行,两低压转子的轴振动逐渐爬升,4:13 开始升功率,5:10 至 145MW,5 号轴承轴振最大,达 0.13~0.14mm,6:10 左右又继续升负荷,在 167MW 时,4、5 号轴承轴振快速爬升到 0.15mm,随后稳定在该负荷运行,但振动继续爬升,5 号轴承轴振接近 0.175mm 的报警值。随后运行人员开始降负荷,6:43 负荷降到 143MW,尽管 5 号轴承轴振开始降低,但 3、4、6 号轴承轴振却又开始爬升,特别是 4 号轴承轴振超过 0.16mm,而且运行人员在现场检查发现低压缸内有金属摩擦声,手感缸体振动明显。最终,为安全起见,6:48 机组被迫打闸停机。

由于带负荷后低压转子振动增大,以及趋势图显示的振动逐渐的爬升,表明转子的平衡状态发生变化,转子出现了热弯曲。一般而言,机组运行过程中低压转子出现热弯曲的原因多为转子和静子部件发生动静碰摩。

引起转子部件和静子部件之间发生动静碰摩的原因,一是原始振动值偏大,二是汽缸、汽封等产生变形。该机组显然是后者引起的,一般是转子和静子热状态不匹配引起的。

根据运行规程,该型机组在热态启动中,在 145MW 负荷应停留 30min,但运行记录表明实际停留超过 40min,没有持续升负荷至进汽温度和缸体温度相接近。此外,本次带、升负荷期间,真空一直保持较高水平(3.6kPa 左右),真空没能及时调低至合适水平,增加了缸体下垂变形量,使低压各级上部径向间隙显著减小。因此,低压转子产生动静碰摩是由于热态启动中蒸汽参数控制不当造成的。

由于转子出现热弯曲,决定先消除该热弯曲,再按热态方式重新启机,并在启机和初始带负荷时适当降低真空。停机后投转子盘车,经过一段时间后,各轴振测点的晃度值恢复到原始水平。12:20 机组冲转,真空由上次启机时的 3.6kPa 降低到 7kPa,12:40 定速 1500r/min。13:15 并网,带 50MW,各轴承轴振动均在 0.08mm 以内。随后机组继续带负荷至额定值,轴系振动一直维持正常。

2.4.3.2 某 300MW 机组汽轮机高压转子大负荷工况下蒸汽激振故障分析和处理

该机组自 1998 年 2 月投运后,在大负荷工况 1、2 号轴承的轴振一直存在较大、且不稳定的 23~26Hz 低频分量,曾多次因突发性振动增大而使保护动作跳机。频谱分析表明,带大负荷出现突发振动时低频分量占主要部分。而且机组顺序阀控制方式运行时,低频振动增大。因此,诊断振动为高压转子蒸汽激振故障。

尽管在现场对转子中、低联轴器做了两次动平衡,且将高、中压转子返制造厂进行高速动平衡,使高、中压转子基频振动有所降低,但对减小低频振动收效不大。至 1999 年 7 月机组首次大修前,高、中压转子低频振动一直存在,突发性振动时有发生。

在机组首次大修中将原先的 1、2 号椭圆瓦轴承更换为 5 瓦块的可倾瓦轴承,以增加轴瓦的稳定性;将前轴承箱原先主油泵的挠性短轴更换为抗振的刚性轴,以减小运转中其对高、中压转子产生的扰动力;检修中对高、中压缸汽封注窝中心测量发现前汽封处两侧间隙相差较大(达 0.48mm),大修中进行了调整;2 号轴承标高降低 25~30 μ m,保证带负荷运行中 1 号轴承标高相对抬高值增加,增大轴承稳定性。采取上述措施后,机组在大修结束后投入运行,高、中压转子低频振动明显降低,在 1、2 号轴承轴振中,低频分量一般为 6~8 μ m,且随着负荷的增大,该低频分量基本不变。轴振通频值均在 70 μ m 以内。

2.4.4 动平衡技术

现场实践表明,轴系质量不平衡是导致机组振动的最基本和最普遍的原因。在现场发生的机组振动故障中,约 80%是由于轴系直接或间接质量不平衡造成的。

理想的平衡状态是转子各断面惯性主轴与转动轴线重合,但由于种种因素,在实际汽轮发电机组轴系中不可能存在这种理想的平衡状态。不平衡离心力和力矩必然始终存在并作用在转子及支承系统上。为降低质量不平衡引起的振动,现场最有效的办法是进行转子(轴系)动平衡。

动平衡是根据轴系振动检测结果,适当调整转子质量分布,保证在工作转速下,轴系振动处在规定范围内的过程。

根据需要,可以平衡轴系中的某一个转子,也可以同时平衡数个转子。

2.4.4.1 单转子的动平衡

根据被平衡的转子是刚性转子还是挠性转子以及可选取的加重平面来确定采用的平衡方法。单转子的现场平衡一般采用影响系数法和模态平衡法。

2.4.4.1.1 影响系数法

在某一转速下,在转子的某加重平面上加上单位重量,引起某轴承的某个方向振动的变化,称为在该转速下此平面加重对该轴承这一方向的振动影响系数。影响系数反映了转子的不平衡灵敏度。任何平衡方法的计算,都必须利用影响系数,它是动平衡计算的基础。

(1) 单平面平衡法。启动被平衡的转子至平衡转速(对刚性转子,如振动允许,平衡转速应取工作转速),测取原始振动 A_0 ;然后转子至静止,在单个校正平面上试加重量 P ,第二次启动转子至与第一次启动相同的平衡转速,测取振动 A_1 ;转子再次静止,并取下 P ,则转子上应加平衡重量为

$$Q = -\frac{A_0}{A_1 - A_0} P \quad (16.5-1)$$

转子上试加重量 P 所产生的振动矢量,或加重效应为

$$\Delta A = A_1 - A_0 \quad (16.5-2)$$

$$\text{影响系数} \quad \alpha = \frac{\Delta A}{P} \quad (16.5-3)$$

$$\text{平衡重量} \quad Q = -A_0 / \alpha \quad (16.5-4)$$

若加重 Q_1 , 则残余振动

$$A_S = \alpha Q_1 + A_0 \quad (16.5-5)$$

(2) 多平面平衡法 ($N \geq 2$)。

1) 轴承动反力为零的平衡法。对于某转子, 若只需在某一个转速 (如工作转速) 下平衡, 且加重的校正平面数 N 与需考核的振动测点数 M 相等, 即 $M=N$ 。则可用零解的矩阵式表达, 即

$$[\alpha_{mn}][Q_n] + [A_{m0}] = [0] \quad (m=1, \dots, M; n=1, \dots, N) \quad (16.5-6)$$

式中

$$[A_{m0}] = \begin{bmatrix} A_{10} \\ A_{20} \\ \vdots \\ A_{M0} \end{bmatrix} \quad [\alpha_{mn}] = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \cdots & \alpha_{1N} \\ \vdots & & \vdots \\ \alpha_{M1} & \cdots & \alpha_{MN} \end{bmatrix}$$

$$[Q_n] = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ \vdots \\ Q_N \end{bmatrix} \quad (16.5-7)$$

式中: $A_{10}, A_{20}, \dots, A_{M0}$ 为原始振动; Q_1, Q_2, \dots, Q_N 为应加平衡重量; α_{mn} ($m=1, \dots, M; n=1, \dots, N$) 为第 n 平面加重对第 m 个测点振动的影响系数。

对上述方程求解可进一步得到

$$[Q_n] = -[\alpha_{mn}]^{-1}[A_{m0}] \quad (16.5-8)$$

2) 最小二乘法。由于现场条件的限制, 处于运行状态的机组校正平面有限, 特别是挠性转子, 除要考虑工作转速下的振动外, 还要考虑临界转速下的振动, 往往使得振动测点数 M 大于校正平面数 N , 这时列出的是一组矛盾方程, 它不可能使 M 个振动测点的振动减为零, 但可以在 N 个平面上选择配重, 使振动达到一个最佳方案。

当 M, N 已知, 为了减小 M 个振动测点的振动, 求解安放在 N 个校正平面上的配重最佳值, 使用最小二乘法, 把 M 个振动测点的均方根之和减至最小, 这是一种标准的统计方法。反复使用加权的最小二乘法, 就可能减小 M 个振动测点中的最大值。最小二乘法通用表达式为

$$[\alpha_{mn}][Q_n] + [A_{m0}] = [\epsilon_m] \quad (m=1, \dots, N; n=1, \dots, N) \quad (16.5-9)$$

由于计算工作量大, 一般都需要用电子计算机, 按照编好的计算程序计算。

2.4.4.1.2 模态平衡法

模态平衡法主要适用于挠性转子的平衡, 包括振型分离法和谱分量法。

(1) 振型分离法。根据振型曲线的正交性, 在第一临界转速附近, 转子的挠曲主要是一阶振型, 因此, 主要是不平衡的一阶分量起作用, 也就是说主要是对称不平衡重量起作用。同理, 在二阶临界转速附近, 主要是反对称不平衡重量起作用。基于这一原理, 可以在各阶临界转速附近平衡该阶振型曲线。振型分离法平衡步骤如下:

1) 在第一临界转速或其附近测量轴承原始振动, 然后在两侧试加对称重量, 根据加重后在同一平衡转速的振动变化计算应加的对称重量, 以求得一阶振型的平衡。

2) 升至第二阶临界转速或其附近测取轴承振动, 然后在转子两端试加反对称重量, 根据加重后轴承振动的变化计

算出应加的反对称重量, 以求得二阶振型的平衡。

3) 一般平衡一、二阶振型后, 工作转速下轴承振动多数能达到较满意的要求。但在某些情况下, 三阶振型的影响较为严重, 这时需要平衡三阶振型, 理论上应在转子两侧加对称重量, 并同时在转子中部相反方向加一重量。但现场平衡中, 通常仅在转子本体两端上加重, 使得三阶振型平衡较为困难。

(2) 谱分量法。谱分量法常用于轴向基本对称的挠性转子, 其两侧支承条件相近, 振型曲线近似为轴向对称。谱分量法的基本原理是将工作转速下转子振动分解为对称 (同相) 分量和反对称 (反相) 分量, 认为振动的对称分量由转子的一阶不平衡分量引起, 反对称分量由转子的二阶不平衡分量引起, 且符合正交关系。然后分别确定一阶加重大小及方向和二阶加重大小及方向, 最终确定合成的综合重量。平衡步骤如下:

1) 测量两侧原始振动 A_0, B_0 , 并计算同相和反相振动分量。

$$\text{同相分量} \quad A_{d0} = B_{d0} = (A_0 + B_0) / 2 \quad (16.5-10)$$

$$\text{反相分量} \quad A_{f0} = B_{f0} = (A_0 - B_0) / 2 \quad (16.5-11)$$

2) 根据两端加对称分量 $2 \times P_d$ 后振动为 A_1, B_1 , 计算同相分量和相应的影响系数。

$$\text{同相分量} \quad A_{d1} = B_{d1} = (A_1 + B_1) / 2 \quad (16.5-12)$$

对称加重影响系数

$$\alpha_{dd} = \frac{A_{d1} - A_{d0}}{P_d} \quad (16.5-13)$$

3) 拆下对称分量, 加反对称分量 $2 \times P_f$ 后振动为 A_2, B_2 , 计算反相分量和相应的影响系数。

$$\text{反相分量} \quad A_{f2} = -B_{f2} = (A_2 - B_2) / 2 \quad (16.5-14)$$

$$\text{反对称加重影响系数} \quad \alpha_{ff} = \frac{A_{f2} - A_{f0}}{P_f} \quad (16.5-15)$$

4) 计算应加对称分量和反对称分量, 即

$$\left. \begin{aligned} Q_d &= -A_{d0} / \alpha_{dd} \\ Q_f &= -A_{f0} / \alpha_{ff} \end{aligned} \right\} \quad (16.5-16)$$

5) 计算每侧合成后加重应为

$$\text{A侧} \quad Q_A = Q_d + Q_f \quad (16.5-17)$$

$$\text{B侧} \quad Q_B = Q_d - Q_f \quad (16.5-18)$$

2.4.4.2 轴系平衡

(1) 轴系平衡特点。

1) 加重平面数及其轴向位置受限制, 一般只能在转子端部和外伸端选取。有些转子在不开缸的情况下, 主跨内一般无法加重。

2) 转子两端或一端与其他转子相连, 已不是单转子平衡时那样都是自由端, 故不但某一转子的振型不同于单转子时的振型, 而且其中某一转子的不平衡将直接影响相邻转子的振动, 这就给轴系中不平衡轴向位置的判断带来困难。

3) 支承转子的两个轴承座及各个转子轴承座之间的动态特性差别甚大, 不仅直接影响转子的振型, 而且不能简单从轴承振动幅值的大小判断出转子激振力的大小。

4) 转子受热和其他一些运行条件对转子平衡可能产生较大影响, 不稳定的振动会影响转子平衡重量计算依据的准确性。

5) 机组启、停次数受限制, 从安全性和经济性考虑均不允许机组频繁启停。

(2) 轴系平衡方法。轴系平衡方法一般是根据轴系不平衡形式的判断来选择的。目前常用的轴系平衡方法有单转子平衡法和综合平衡法。

1) 单转子平衡法。通常在轴系中任何一个转子上加重, 对整个轴系的振动都有影响, 但当轴系各转子振动相互影响较小, 如相邻转子的临界转速之间具有一定的间隔、轴系中只有一个或两个转子需要调整平衡、相邻转子质量差别较大、两个失衡转子之间有平衡良好的转子相隔等情况时, 可采用单转子平衡法进行轴系平衡。

在大多数情况下现场轴系平衡采用单转子平衡法就可解决振动问题。即可采用影响系数法和模态平衡法(包括谐波法和振型分离法)。如采用模态平衡法, 平衡转速应由低到高, 尽可能采用振型分离, 先平衡轴系中振动最大和质量较大的转子。

2) 综合平衡法。轴系综合平衡法是将轴系中每一个转子当作单转子考虑, 以单转子平衡原理和方法, 在需要平衡的转子上, 在一次启动中把全部平衡重量都加上。其最大的优点是轴系平衡所需机组启停次数降低到最少限度。在有关转子上同时加重后, 以单转子平衡方法分析加重影响, 必要时再作1~2次调整, 一般可明显地改善平衡效果。

该方法的平衡效果主要决定于不平衡轴向位置及其不平衡形式的正确判断、加重大小和方向的正确判断以及轴系失衡的复杂程度。应用该方法取得满意的平衡效果有一定的难度, 目前应用较成功的只局限于轴系中只有1~2个转子存在不平衡的情况, 不平衡形式主要是单一的一阶或二阶, 或者是单纯的外伸端不平衡, 而且轴承座刚度正常情况下才能获得较好的效果。

2.4.4.3 现场轴系高效动平衡的策略与技巧

平衡是科学和艺术的结合, 实践是最主要环节。只要采用合适的平衡技巧, 大多数平衡问题不难解决。轴系平衡的最终目标是在机组启停机次数较少的情况下取得满意的平衡效果。为实现该目标, 在轴系平衡中应注意以下几点。

(1) 平衡重量计算数据要可靠、全面。平衡重量计算数据的准确可靠是轴系平衡好坏或成败的首要条件。为此, 应掌握机组振动变化规律、振幅和相位的变化范围、测量数据的合理选取及测量仪表的精度。此外, 对大机组应进行较为全面的振动测试, 最好瓦振和轴振均有测试记录。而且仅对瓦振或轴振而言, 互为正交的两个方向传感器提供的数据对进行高效的轴系平衡具有重要作用。

(2) 正确地判断转子不平衡位置和形式。准确判断转子不平衡的轴向位置和形式是实现平衡次数少、平衡效果佳的重要条件, 依此可确定正确的加重位置。它是整个平衡方案的核心, 决定了加重的效果及其成败。为此, 应熟悉机组轴系的结构和其有关的转子动力学特性。

(3) 各方向及各测点数据不能矛盾。为保证平衡精度, 根据轴承垂直、水平振动和轴振动确定的试加重量应基本在同一位置, 而且调整重量计算中, 由轴承垂直、水平振动和轴振动计算得到的最终平衡重量也应基本在同一位置。否则, 加重方案应重新考虑。

(4) 选取合适的机械滞后角及影响系数。准确的影响系数和机械滞后角是高效动平衡的关键。在进行试加重时, 如果选取合适的机械滞后角及影响系数就能大大降低原始振动, 并有利于调整重量的计算。当知道较准确的机械滞后角及影响系数时, 可实现一次加重成功。通常对于不同的机组或转子, 机械滞后角及影响系数数值不同, 但同类型机组或转子的同一类振型加重机械滞后角及影响系数数值有一定的规律性。因此, 机械滞后角及影响系数需通过现场加重实践不断积累, 在很大程度上认为是经验数值。

(5) 考虑机组带负荷后振动热变量。补偿振动热变量通

常是在转子上加重, 抵消转子热弯曲产生的一部分不平衡量, 但通常热弯曲值并未减小。加重产生的不平衡量在各种工况下是一定的, 而转子热弯曲产生的不平衡一般随机组有功负荷或励磁电流增大而加大, 因此两者之间的最佳平衡只能选择在某一工况下。

2.5 汽轮机轴瓦损坏

轴承瓦面巴氏合金(一般为锡—锑合金)被擦伤、磨损、溶化, 丧失正常工作能力。无论推力轴承或支持轴承瓦面在运行中损坏, 若不及时处理, 都会引起动静部分严重摩擦导致事故。

2.5.1 故障原因

引起轴瓦损坏主要有轴承断油、轴向推力过大、油质不洁、轴瓦存在缺陷等。

(1) 轴承断油。

1) 机组启动定速后, 在注油器工作失常或主油泵出口止回阀卡涩等情况下, 停止高压油泵, 主油泵失压而润滑油泵又未能及时联动。

2) 在启动停机过程中, 润滑油泵工作不正常, 厂用电中断, 直流油泵又未及时投入工作, 通常机组发生甩负荷后, 交流润滑油泵, 甚至是直流油泵也未能及时联动出现断油烧瓦事故。

3) 油系统积存大量空气, 导致油压下降和供油不稳定。

4) 在正常运行中, 油管道破裂大量漏油, 润滑油压严重下降, 低油压保护又未能及时投入。

5) 在切换冷油器、滤油器时, 由于误操作而断油。

(2) 轴向推力过大。

1) 通流部分结垢严重, 轴向位移保护又未投入。

2) 高、中压调节汽门调整不符合设计要求, 导致高、中压缸进汽不协调。

(3) 油质不洁。油中含有金属粉末、砂粒、焊渣等机械杂物。

2.5.2 典型案例

(1) 1999年, A电厂1台300MW机组, 由于送风机事故按钮触点绝缘低跳闸, 造成机组跳闸、解列, 保安段电源低电压保护动作, 由于供电方式设计不合理使交流润滑油泵失电, 而直流润滑油泵因开关合闸回路故障又未能开启, 从而造成轴瓦损坏事故。

(2) 1994年3月, B电厂2号300MW机组发生轴瓦损坏事故。事故原因是由于保护误动作, 使发电机解列, 主汽门关闭, 润滑油压随转速下降而降低, 当润滑油压降到0.07MPa和0.06MPa时, 交、直流润滑油泵未联动, 而运行人员也没有严密监视润滑油压, 及时手动开启交、直流润滑油泵, 导致发生轴瓦严重损坏事故。

(3) 1986年4月, C电厂7号200MW机组启动并网后, 在投入1号冷油器时由于运行人员误操作, 即误将冷油器出口门关死, 造成轴瓦烧损事故。

(4) D电厂200MW机组运行过程中发现轴向位移逐渐增大, 认为轴向位移指示不准确, 解除轴向位移保护, 导致推力轴承严重损坏。事故原因是汽轮机通流部分严重结垢, 轴向推力增大而造成的。

2.5.3 预防措施

(1) 汽轮机的辅助油泵及其自启动装置, 应按运行规程要求定期进行试验, 保证处于良好的备用状态。机组启动前辅助油泵必须处于联动状态。机组正常停机前, 应进行辅助油泵的全容量启动、联锁试验。

(2) 油系统进行切换操作(如冷油器、辅助油泵、滤网等)时,应在指定人员的监护下按操作票顺序缓慢进行操作,操作中严密监视润滑油压的变化,严防切换操作过程中断油。

(3) 机组启动、停机和运行中要严密监视推力瓦、轴瓦巴氏合金(一般为锡—锑合金)温度和回油温度。当温度超过标准要求时,应按规程规定的要求果断处理。

(4) 在机组启停过程中应按制造厂规定的转速启停顶轴油泵。

(5) 在运行中发生了可能引起轴瓦损坏(如水冲击、瞬时断油等)的异常情况下,应在确认轴瓦未损坏之后,方可重新启动。

(6) 油位计、油压表、油温表及相关信号装置,必须按规程要求装设齐全、指示正确,并定期进行校验。

(7) 油系统油质应按规程要求定期进行化验,油质劣化及时处理。在油质及清洁度超标的情况下,严禁机组启动。

(8) 润滑油压低时应能正确、可靠地联动交流、直流润滑油泵。为确保防止在油泵联动过程中瞬间断油的可能,要求当润滑油压降至 0.08MPa 时报警,降至 0.06MPa 时联动交流润滑油泵,降至 0.04MPa 时联动直流润滑油泵,并停机投盘车,降至 0.03MPa 时停盘车。

(9) 直流润滑油泵的直流电源系统应有足够的容量,其各级熔断器应合理配置,防止故障时熔断器熔断使直流润滑油泵失去电源。

(10) 交流润滑油泵电源的接触器,应采取低电压延时释放措施,同时要保证自投装置动作可靠。

(11) 油系统严禁使用铸铁阀门,各阀门不得水平安装。主要阀门应挂有“禁止操作”警示牌。润滑油压管道原则上不宜装设滤网,若装设滤网,必须有防止滤网堵塞和破损的措施。

(12) 安装和检修时要彻底清理油系统杂物,严防遗留杂物堵塞管道,并确认主油泵出口止回阀状态正常。

2.6 叶片故障

2.6.1 叶片断裂

叶片是汽轮机重要零部件之一,叶片的安全可靠性直接影响汽轮发电机组的安全运行性能。叶片断裂包括叶片型线部分(叶身)断裂、围带拉筋断裂、铆钉头断裂、叶根断裂等。

(1) 叶片断裂的类型。

1) 叶片振动疲劳断裂。在叶片断裂故障中,大多数是由振动疲劳损伤引起。叶片的疲劳损伤由交变应力、平均应力(稳定应力)、材料强度和循环特性、叶片表面状况、腐蚀介质、运行历史和运行条件等因素所决定。

叶片振动疲劳损伤的特征为高周疲劳损伤,叶片断口的疲劳条带窄、沿晶或穿晶裂纹、疲劳扩展区表面较细。

叶片疲劳断裂通常发生在交变应力最大、或交变应力和平均应力均较大的部位。

2) 叶片应力超标断裂。机组运行时高速转动使叶片承受着较高的离心拉应力。一般来说,对叶片离心拉应力的设计是成熟的,只有在机组出现异常的超速状态时,才可能会发生叶片拉伸应力超标断裂故障。

3) 叶片碰摩断裂。机组启停控制不当、转子振动过大、轴向位移过大、胀差异常、水或冷蒸汽进入汽缸内部使部件变形,都有可能引发严重的动静碰摩,使隔板、叶轮、叶片碰摩变形和断裂。

4) 叶片水击断裂。水进入通流部分后,直接冲击高速

转动的动叶片,会使叶片变形和断裂。

进入汽缸内通流部分的水可来自高、中压缸进汽及各高压、低压加热器。如运行时锅炉满水,蒸汽将水带入汽轮机;加热器管子破裂,加热器疏水不畅,造成加热器满水,且抽汽止回阀不严或未关闭,使水倒入汽轮机;汽缸、抽汽管道或加热器的疏水系统不合理或误操作等。进水造成设备损坏大多发生在机组启、停过程中,特别是机组运行的工况有较大的变动时,通流部分蒸汽压力迅速下降,而加热器内较高的压力将有可能把水返送到汽轮机。

(2) 叶片断裂的原因。

1) 设计不当。叶片结构设计不合理或工艺达不到设计要求,应力超出允许范围,刚度不足,振动特性不良等。

2) 制造工艺不良。加工超差,加工刀痕,表面粗糙度较差,不倒圆角引起应力集中,焊接工艺不当等。

3) 装配质量欠佳。叶根贴合不好,安装紧力不足,装配位置偏差,叶顶围带装配偏差等。

4) 材质不良或错用材料。材质不符合要求,局部缺陷、夹渣、裂纹,热处理不当,金相组织不合格,错用材料等。

5) 运行不当。过负荷运行,甩负荷严重超速,偏离设计周波范围运行,机组过大的振动,蒸汽品质不良,水冲击,启停机操作不当,胀差过大使动、静部分碰摩,停机后保护不当使叶片腐蚀等。

6) 检修不当。通流间隙不符合要求,起吊搬运碰伤叶片,机内或管道中留有异物等。

(3) 预防措施。

1) 完善叶片设计,确保叶片结构设计合理,应力集中不致过大,振动特性良好,湿蒸汽区防水蚀性能好,建议采用先进的振动特性设计方法对叶片进行设计。

2) 新设计的复杂连接结构叶片,须进行振动特性试验。

3) 叶片材料、材质符合要求,叶片加工制造、检验、安装装配、检修工艺严格、规范。

4) 严格执行运行规程,避免启停机控制不当、超速、过负荷、转子振动过大、轴向位移过大、胀差过大、蒸汽参数(温度、压力、流量等)超标、水质不良、水或冷蒸汽进入汽缸内等。

2.6.2 固体颗粒冲蚀

在汽轮机通流部分静止和转动部件中,均存在固体颗粒冲蚀损伤。固体颗粒冲蚀会改变阀门、喷嘴静叶片、动叶片的型线,增大其表面粗糙度,形成沟槽、掉块,不仅使汽轮机效率明显降低,还影响机组的安全运行,并导致维修费用增加,成为影响汽轮发电机组安全经济运行的严重问题。随着机组服役期的延长和承担调峰运行,以及机组参数提高到超临界、超超临界参数,这一问题更加严重。

(1) 原因分析。固体颗粒即剥落的金属氧化物来自锅炉过热器和再热器的内表面,以及蒸汽联箱及主蒸汽管道。氧化速度取决于金属的化学性质、温度、压力,以及机组启停次数;剥落速度则取决于机组启停过程蒸汽温度变化速率和压力变化速率;此外,固体颗粒产生的数量还取决于金属部件的表面积。机组的启动阶段,固体颗粒被带入汽流,其浓度在较短的时间内较高。

固体颗粒对汽轮机通流部分材料的冲蚀程度主要取决于撞击速度及撞击角度,在固体颗粒撞击角为 $15^{\circ}\sim 20^{\circ}$ 时的冲蚀最严重。

汽轮机通流部分中,蒸汽和固体颗粒的运动是一种汽固两相流运动。当通流部分的几何形状变化时,蒸汽的流动将随之变化(加速、减速及转折),而固体颗粒则较难发生变

化, 仍有保持原有运动的趋势, 从而撞击到通流部分的迎汽流面, 产生撞击冲蚀。随后, 反弹的固体颗粒还引起一系列的撞击冲蚀。对调节级喷嘴的冲蚀主要发生在出汽边内弧面, 对调节级动叶及再热第一级动叶的冲蚀主要发生在进汽边, 对再热第一级静叶的冲蚀主要发生在出汽边的背弧面——固体颗粒碰撞再热第一级动叶后, 反弹回静叶出汽边背弧面造成较严重的冲蚀。

(2) 预防措施。

1) 消除和减少固体颗粒源。对过热器和再热器进行酸洗, 清除管壁上的金属氧化物; 酸洗后对炉管进行铬酸钝化处理; 严格机组给水处理方式和指标、启停机化学运行控制方式和停备用保养措施、汽水品质控制等。

2) 减少通过汽轮机通流部分的固体颗粒。采用汽轮机旁路系统, 在汽轮机启动前先将锅炉蒸汽引入旁路。

充分重视调试阶段防止炉内固体颗粒异物进入汽轮机通流部分, 可延长采用旁路的时间, 或设置临时细目滤网。

3) 减轻固体颗粒冲蚀的通流部分设计。改进喷嘴静叶的叶形、减少汽流的转向折转角、增大折转半径。

增加动静叶间轴向间隙, 使蒸汽有更长的时间加速从喷嘴进入动叶的固体颗粒, 以及减少固体颗粒反弹造成的喷嘴冲蚀。

4) 改善通流部分表面的耐冲蚀特性。喷嘴静叶表面喷涂硬质耐冲蚀涂层或渗硼等表面处理。

2.6.3 叶片水蚀

(1) 原因分析。汽轮机末几级在湿蒸汽区工作, 尤其是末级的湿度更大。湿蒸汽汽流中含有小水滴, 这些小水滴运动的速度远比汽流的速度慢。小水滴与高速旋转的叶片相撞击, 对叶片造成水冲蚀。由于小水滴向叶顶方向运动, 且叶片顶部的运动速度最高, 使得叶片顶部的水蚀最为严重, 叶顶进汽边甚至可被水冲蚀为锯齿状和蜂窝状。

当机组在高背压、低负荷等小容积流量工况运行时, 汽轮机末级偏离额定工况, 在末级的根部可能产生汽流的回流, 回流蒸汽流中的小水滴将对叶片近根部出汽边造成水冲蚀。对叶片的水蚀降低了通流部分的流动效率, 更为严重的是叶片水蚀之后, 会发生强度不足, 应力集中引起叶片断裂等故障, 影响运行的安全可靠。

(2) 预防措施。

1) 完善汽轮机低压部分尤其是末级的除湿结构设计。

2) 叶片顶部采用硬质合金或其他抗水蚀工艺。

3) 完善汽轮机低压末级根部较高反动度的设计方法, 优化小容积流量运行工况时的末级流场。

4) 完善和严格执行运行规程, 尽量减少在高背压、低负荷等小容积流量工况下运行。

3 发电机及电气设备运行故障预防处理

3.1 定子相间短路

3.1.1 定子相间短路故障原因

(1) 设计及制造工艺不良。在制造期间, 定子绕组嵌线时绝缘局部擦伤, 引线接头、引水盒接头绝缘等部位包扎松散、分层、搭接错位, 鼻部绝缘盒绝缘填料不饱满, 绕组固定不牢靠, 运行中振动磨损, 定子槽内清理不干净。

(2) 运行中发电机腔内进油, 侵蚀绝缘层; 定子内冷水管接头漏水; 氢气湿度超标导致绝缘强度降低。

(3) 外部短路故障时, 强大的电动力使绕组固定件、支撑件绑扎带、垫块等松动, 未能及时检查发现。

3.1.2 防止定子相间短路故障的技术措施

预防事故原则应贯穿发电机制造、安装、运行、试验全过程。

(1) 制造过程中, 绝缘材料、绝缘漆、半导体漆及导线材料、绑带、适形垫必须经检验合格; 线棒的绕制、嵌装、打槽楔、端部固定、干燥全过程应符合制造厂设计及制造工艺要求; 线棒表面无脱漆、擦伤、划痕, 槽内固定牢靠; 鼻部绝缘、引线绝缘应手包密实、整齐, 绑扎结实、固化良好。

(2) 安装、大修过程中, 现场应保持高度清洁, 设置固定遮拦, 工作区域内禁止电气焊及其他金属物作业; 拆开发电机端盖后应有防尘、防潮、防结露和防冻的技术措施, 人员进入定子腔内须穿专用无袋工作服、橡胶鞋, 防止螺钉、金属片等异物遗留定子内部及端部绕组中; 定子内冷水管接头螺钉、垫圈要上紧, 做到不漏、不堵, 并作定子内冷水超声流量试验, 各支路流量差应小于 10%; 定子引线、出线端头绝缘应按制造厂工艺要求进行包扎, 连同定子绕组一起进行交、直流耐压试验。

(3) 机组运行中, 正常投运氢冷发电机的氢气干燥器, 氢气湿度控制在允许范围, 对应的露点温度为 $-25 \sim 0^{\circ}\text{C}$ (如制造厂规定高于上述标准, 执行较高标准), 防止氢气湿度超标引发绝缘性能降低; 防止发电机腔内进油, 应调节氢—油压差保持运行在规定范围内, 正常投用油净化装置, 控制油中水含量在 $50\text{mg}/\text{dm}^3$ 以下。

(4) 在发电机出厂、交接、大修时, 应按国家标准规定完成定子绕组直流电阻、绝缘电阻、直流耐压和泄漏电流测量、交流耐压等全部试验项目, 试验结果合格。当直流耐压及泄漏试验三相泄露电流数值较大且差别大于 50% 以上, 表明发电机绝缘可能有较大缺陷, 可采用电位外移法确定缺陷部位并加以消除。

(5) 发电机近地点短路故障和非同期并列后, 应及时安排停机拆盖检查, 发现和处理缺陷, 消除事故隐患。拆盖检查的重点有: 检查线棒槽口绝缘和端部绝缘表面状况, 应无裂纹、磨损和环氧粉末; 检查槽口垫块、端部线层间垫块、绑带无松动; 检查绕组支撑环、绑环、环形引线、过渡引线、连接块等应固定牢靠, 各相引线接头、过渡引线接头、鼻部绝缘盒等部位手包绝缘层应无松弛、肿大、分层、固化填充物裂纹等现象, 出线与出线套管接头处绝缘应无裂纹、松动; 检查定子绝缘引水管应无磨损、渗漏, 管壁无烧伤痕等。

(6) 机组短时停机期间, 定子冷却水系统和氢气冷却器应保持小流量循环, 维持水温高于氢温 5°C 以上, 防止定子绕组结露及铜管腐蚀、渗漏。

3.2 转子绕组匝间短路

3.2.1 转子绕组匝间短路故障原因

(1) 制造工艺不良, 在下料、成型、清理、组装、烘压等过程工艺不当, 造成铜线有毛刺、绝缘局部损伤、端部拐角匝间绝缘错位、手包绝缘半叠不良且厚度不均等现象, 导致匝间绝缘变薄甚至匝间短路。

(2) 在制造、安装、大修过程中, 将钢渣、焊渣等异物遗留在槽、轴向风道、轴向通风孔内, 造成运行过程中过热变形、匝间短路等。

(3) 机组运行过程中, 密封系统泄露, 油及污物进入发电机腔内, 吸附在转子绕组端部, 形成匝间短路或接地。

(4) 机组长期调峰, 频繁启动, 转子端部绕组产生不均

匀变形,绕组端部上下匝间错位,层间绝缘滑出、脱落,致使匝间短路。

3.2.2 防止转子绕组匝间短路的技术措施

(1) 在制造过程中,加强监造工作力度,对转子绕组绕制、匝间垫条组装、转子槽清理、整组绕组下线、组装、烘压、转子超速试验、转子交流阻抗及功率损耗测量试验及风量试验等关键工艺进行旁监,保证整个制造过程受控且符合工艺要求。

(2) 安装、大修,工作现场保持清洁,穿转子前后应进行转子通风道、通风孔风流量测试,通流压力及出水流量符合厂家技术条件或 JB/T 6229-2005《透平发电机转子气体内冷通风道 检验方法及限值》的规定。

(3) 转子放置膛外时,大齿应处于垂直位置,并用塑料薄膜将本体和护环全部包好,防止异物进入风孔内。

(4) 在现场进行发电机交接试验时,须按国家标准要求分别在膛外、膛内、超速前、超速后进行转子绕组的交流阻抗和功率损耗测量,测量结果在同电压下比较应与出厂值无差别,发电机短路、空载试验特性曲线应与出厂试验特性曲线一致。

(5) 每次大修中均应测量转子绕组的交流阻抗和功率损耗,在同状态、同条件下测量结果与出厂值差别一般小于 10%,当超过此值或发现别的疑点(如端部风道有绝缘脱落等)都应进行匝间短路检查。采用单开口变压器分别在转子全长两端及中部的弧面(接触应紧密)逐槽测量相角及幅值,当发现某槽电压相量在相反方向时,可判明该槽匝间有短路。

(6) 机组运行过程中,发电机定子电压、转子电压、有功功率在同一数值下,无功功率明显降低,或者定子电压、有功功率、无功功率在同一数值下而转子电流出现增长,且伴有发电机轴振增大,并随转子电流变动而变动的情况时,表明转子匝间有短路且已危及机组安全运行,可能导致转子接地、转子及其附件磁化等严重情况,应尽快安排停机检查。

(7) 新建机组的转子匝间短路故障通常发生在端部,处在绕组上层或端部拐角处,属工艺性故障,视情况可在现场采用环氧玻璃丝带(F 级绝缘材料)就地处理,如在槽部或端部多层发生匝间短路,应安排返厂处理。

(8) 运行中确保油、风系统密封良好,防止膛内进油,定期巡查密封油是否正常、转子绝缘电阻在线检测是否良好。

3.3 发电机定子绕组过热

3.3.1 发电机定子绕组温升限值

发电机在规定的冷却条件下,按照制造厂提供的 PQ 曲线(见图 16.5-8)运行,各部件最高温度不应超过表 16.5-11 中的限值。

表 16.5-11 发电机绕组允许温度限值			
部 位	允许温度限值(℃)		测量方法
	水氢氢	全 氢	
定子绕组	90	90	检温计法
定子铁芯	120	120	检温计法
转子绕组	120	120	电阻法
冷却氢气	35~40	120	温度计法
定子冷却水	40~50	25~30	温度计法

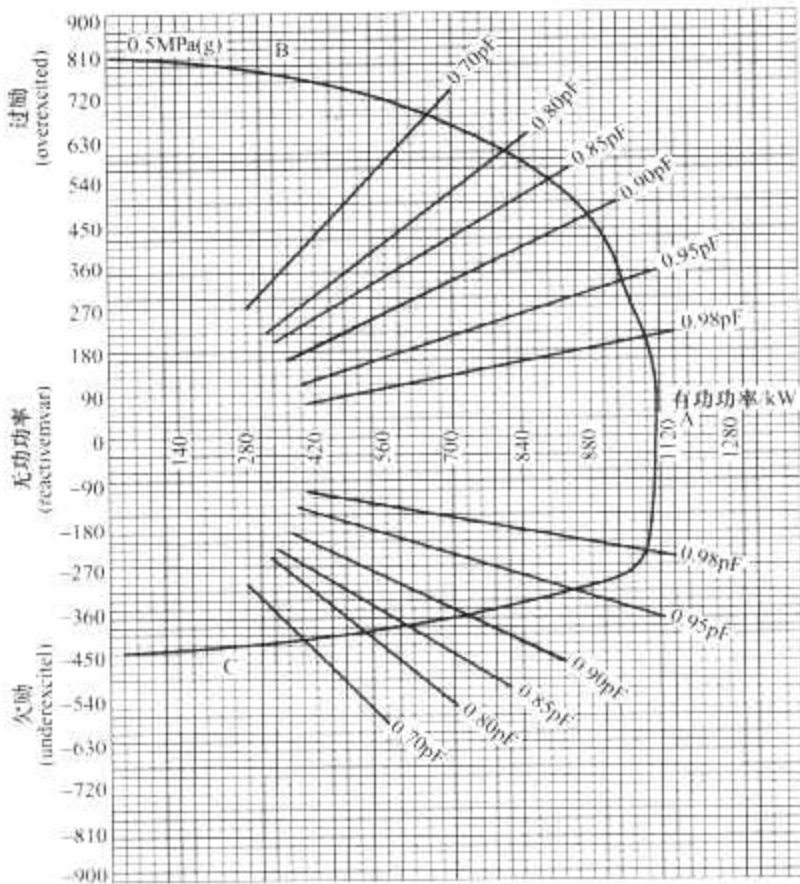


图 16.5-8 发电机 PQ 曲线

3.3.2 防止发电机定子绕组过热的技术措施

(1) 防止定子冷却水水路堵塞引发定子绕组过热。新建、大修机组应对水内冷定子线棒作分路流量试验;安装定子内冷水反冲洗系统,定期对定子线棒进行反冲洗;新建机组启动时必须装设专门的内冷水清洗过滤网,并及时清扫过滤网,避免杂物进入定子内冷水管;水内冷发电机水质严格控制规定范围,防止定子内冷水铜管中产生氧化铜堵塞水路。

(2) 定子水回路通水时,应及时通过定子排污管排气,确保定子引水管内不残留气体,防止定子引水管汽化过热烧损。

(3) 新建机组或大修机组整套启动前,必须进行发电机断水保护模拟动作试验,保证发电机断水保护动作流量整定正确、动作可靠。

(4) 加强定子内冷水泵的运行维护,备用水泵按要求处于正常可用状态,防止切换过程中定子内冷水回路断水,同时运行过程中要严防水箱水位过低或水量波动而发生断水事故。

(5) 机组运行过程中,应参照发电机 PQ 曲线合理控制有功和无功功率,特别在大负荷、高功率因数工况下(额定功率因数至 $\cos\varphi=1$ 区间,即曲线 A 部分),发电机主要受定子绕组温度限制,应加强发电机温度监控,注意控制无功负荷。

(6) 保持氢压稳定,氢压降低会直接影响定子铁芯和绕组散热效果,氢压达不到额定值时,必须根据温升试验或制造厂的规定带相应负荷运行。氢气纯度不应低于 97%,纯度下降,同样影响散热,且通风损耗增大。当氢气温度超过规定范围,应迅速查明原因,尽快消除。

(7) 机组运行过程中,应加强监视定子线棒层间测温元件的温差和出水支路的同层各定子线棒引水管出水温差。温差控制值应按制造厂规定,制造厂未明确规定的,应按照以下限额执行:定子线棒层间最高与最低温度间的温差达 8℃或定子线棒引水管出水温差达 8℃时应报警,降负荷运行并及时查明原因。定子线棒温差达 14℃或定子引水管出水温

差达 12°C , 或任一定子槽内层间测温元件温度超过 90°C 或出水温度超过 85°C 时, 采取降低负荷的判断方式确认测温元件无误后, 应立即停机处理。可采用超声波流量计对定子冷却水流量进行全面测试分析, 必要时可进行反冲洗, 消除缺陷。

3.4 发电机端部绕组放电

3.4.1 发电机端部绕组放电产生原因

大型汽轮发电机定子线棒采用环氧粉云母热固性绝缘材料, 在运行中常出现电晕放电现象, 对绝缘有热、机械和化学效应等破坏作用, 使线棒绝缘外表面损伤, 危及主绝缘安全。

电晕现象是气体的局部游离, 故线棒的出槽口、线棒在铁芯通风道的槽口处、线棒体内部的空隙处、线棒绝缘外表面与定子铁芯间的空隙处、线棒端部从槽口转角至支持环等部位都是电晕放电的多发区。

由于环氧云母绝缘在嵌入槽内留有嵌装间隙, 打入槽楔不够紧固, 个别部位出现间隙, 运行中热态不膨胀, 间隙仍然存在, 故产生电晕, 灼伤绝缘导致定子线棒的局部或全部更换。

端部绕组电晕放电, 在 600MW 发电机组上已发生 10 多台, 放电位置处于距铁芯出口沿端部全长的 670~700mm, 此区间正是端部绕组防晕处理的低阻区与高阻区的交界处, 大多在第一道可调绑环与第二道之间, 也有在上下层线棒之间、充胶支撑软管切口附近。

3.4.2 防止发电机端部绕组放电的技术措施

(1) 电晕放电应从发电机设计和工艺改进: 在线棒层间、槽底加垫适型半导体材料; 在线棒与铁芯侧面嵌装间隙处加装半导体斜楔; 在槽楔下部加装波纹弹性板; 定子线棒主绝缘使用少胶云母, 采用真空压力浸漆 (VPI) 工艺, 消除主绝缘的空隙, 以消除槽内线棒的电晕放电问题。

(2) 进一步完善发电机定子绕组下线、端部固定、绑扎工艺及质量检验, 重视上下层线棒充胶支撑软管的充胶、固化、切口工艺及适型垫绑扎工艺, 切口应避开高电位线棒。

(3) 出厂试验时应进行整机防晕试验, 确认无电晕放电现象。

(4) 新机组投产及机组大修时, 应仔细检查端部绕组有无电晕放电痕迹, 或在额定电压下进行整机电晕试验 (夜间进行)。

3.5 发电机非同期并网

发电机并列操作时, 当电压差、频率差、相位差不满足准同期并列条件时, 造成非同期并列所产生强大的冲击电流, 不仅危及电网的安全稳定, 而且给汽轮发电机组、主变压器、以至机组整个轴系带来巨大的破坏作用。

3.5.1 发电机非同期并网产生的主要原因

- (1) 自动准同期装置故障误发合闸指令。
- (2) 自动准同期装置整定错误, 特别易发生转角参数整定错误。
- (3) 同期电压取用错误。
- (4) 电气一次系统接线错误。
- (5) 发电机并列期间, 发生直流接地故障导致断路器误合。
- (6) 新投或变更后的同期系统未进行同期定相试验。
- (7) 新投或变更后的同期系统未进行假同期试验。

3.5.2 防止发电机非同期并网的技术措施

(1) 新建、大修, 以及对同期系统进行了变更的机组, 在启动前应对同期系统进行全面检查测试。

(2) 绘制主变压器接线方式和两侧取用的同期电压的矢量图, 核对同期电压取用正确、转角参数整定无误。

(3) 对自动准同期装置按规程要求进行全面的静态测试, 检查重点有压差闭锁、频差闭锁、相差闭锁和导前时间 (或导前相角) 等, 要求各项功能动作准确、可靠。

(4) 自动准同期装置整定原则为并网时的冲击电流的电动力不致对发电机定子绕组 (尤其是机械强度较弱的端部) 造成危害。压差的允许值为 $5\% \sim 10\%$ 额定电压, 实际可取 5% 的额定电压, 由于并网时发电机不宜吸收太多的无功, 自动准同期装置的压差闭锁负值范围可取小些; 频差闭锁通常设定小于 0.3Hz (待并机高), 相差闭锁通常设定小于 10° (待并机超前), 导前时间按并列断路器合闸时间进行整定。

(5) 新建机组启动前, 必须对电气一次系统进行检查, 保证一次系统连接正确, 发电侧和系统侧相序保持一致。

(6) 新建、大修, 以及对同期系统进行了变更的机组并网前, 必须进行同期定相试验。发电厂升压站空出一条母线作为试验母线, 发电机带试验母线零起升压至额定电压, 对同期电压进行二次核相, 并检查自动准同期装置、同步表均应指示同步位置。对所有可用于机组并列的母线均应进行同期定相试验。

(7) 新建、大修, 以及对同期系统进行变更的机组并网前, 必须进行假同期试验。将并列断路器的两侧隔离开关断开, 做好临时措施, 进行假同期试验并录取假同期并列波形图, 核对并列断路器是否准确合闸于同步点, 否则应调整导前时间 (或导前相角), 重复假同期试验, 直至合格。

(8) 机组并网时, 应先将自动准同期装置投于“试验位置”, 检查自动准同期装置和同步表的指示一致性, 并在同步点让自动准同期装置试发一次合闸指令 (装置在“试验位置”时合闸指令不出口)。然后将自动准同期装置投于“工作位置”, 进行正式并网操作。并列时应保证待并机组电压频率稍高于系统电压频率。

(9) 机组并网操作过程中, 当直流系统发生一点接地时, 应立即停止并网操作, 查明故障点并消除, 防止并列断路器的合闸回路再次出现接地故障导致非同期合闸。

3.6 发电机端部绕组振动损坏

3.6.1 发电机端部绕组振动损坏原因分析

(1) 运行过程中发电机定子绕组持续承受交变电动力, 其强度与定子电流的二次方成比例, 频率为电流频率的 2 倍。发电机端部绕组的固有频率如未能避开电流的双倍频率时 (即 100Hz), 则绕组振动幅值极大, 足以破坏端部结构, 造成严重磨损绝缘事故。

(2) 槽口相邻线棒距离超差, 槽口撑块少装适形垫, 槽口封口槽楔松动等造成出口主绝缘破损。

(3) 端部线棒间垫块与线棒未贴实, 留有间隙, 绑扎力度不够, 适形垫未压缩, 扎绳不到位。

(4) 绝缘支架紧固螺钉紧固力不够, 防松锁片未封口、焊死。

(5) 鼻端手包绝缘包扎错位, 绝缘盒填充不满, 绑扎固定松弛、不规范。

(6) 热固化工艺不良, 绑扎垫块、漆玻带、适形垫、上下层间软支撑环、充胶绝缘环固化不好, 端部没有形成牢固整体。

3.6.2 防止发电机端部绕组振动损坏事故的技术措施

(1) 发电机端部结构设计应考虑足够的抗短路能力、抗磨裕度。选择合理的支撑架、绑环、压板等数量和尺寸,提高抗振和抵御短路冲击的能力。

(2) 加强制造工艺及质量管理。保证线棒间垫块、适形垫不漏装、不留间隙;浸胶漆玻绳绑扎力度足够,绑扎绳到位;线棒与绑环间装设适形垫,适形垫有一定压缩量;鼻端不悬空,绑环支撑牢固;各支撑件固定螺栓紧固,应有防松动措施;整装后的加热固化要严格工艺要求,确保端部绑扎压装固化牢靠;打紧槽架,特别重视端头封口槽楔,务必使线棒紧贴槽底槽壁。

(3) 200MW及以上的新建机组,发电机应进行定子绕组端部振型模态试验,发现问题应采取针对性的改进措施。对模态试验频率不合格(振型为椭圆、固有频率在94~115Hz之间)的发电机,应进行端部结构改造。

(4) 新机组投运初期,端部绕组振动变化较大,以后逐渐稳定,因此,投运一年左右宜拆开发电机端盖对线棒绝缘、垫块、适形垫、压板、撑环、绑环、支撑架、连接螺栓等进行全面检查,确认有无磨损、松弛痕迹现象,发现异状应进行定子绕组端部振型模态试验,对不合格部位作加固处理。

(5) 运行多年的大容量机组,每次大修时除按上述各部位检查外,应观察有无磨损及黄色粉末,并进行定子绕组端部振型模态试验,测量中如发现个别点频率不符合要求,经反复加固仍无大的改善时,可设法加装定子端部振动在线监测装置,同时执行定期(小修期间)拆盖检查的监督规定。

(6) 发电机短路故障后,应安排检查发电机定子端部绕组,确认有无绕组绑线断裂、垫块脱落、螺栓松动、绕组表面裂纹、引出线绝缘棒手包绝缘裂纹及绝缘盒、出线处绝缘罩板裂纹等现象,发现异状应及时予以修复或更换。

3.7 励磁系统故障

3.7.1 励磁系统故障主要类型

- (1) 发电机励磁电刷环火。
- (2) 励磁调节器装置故障导致发电机失磁或误强励。
- (3) 整流元件故障。
- (4) 其他原因(如防尘、防水措施不力)导致发电机励磁系统退出运行。

3.7.2 防止励磁系统故障的技术措施

(1) 防止发电机励磁电刷产生环火。定期清理整流子表面的炭粉、灰尘;调整电刷架与整流子面的距离和角度符合规定;采用质地软、电导率高的电刷,保持各电刷高度基本一致,弹簧压力均匀;定期检修中,安排测量整流子片间电阻,检查整流子竖片与电枢绕组接头焊接无虚、假焊等情况,检查电枢绑绳无断裂、松弛等情况。

(2) 提高励磁调节器装置的制造质量。要求装置结构合理,通风、防尘、抗振性能良好,元件接点焊接牢靠,各插件插接方便、接触可靠;对励磁调节器元部件进行严格的老化筛选,并对励磁调节器进行整组出厂试验,在厂内进行整机通电老化。

(3) 励磁调节器装置应配置两套完全独立的自动通道和手动通道,互为备用,相互跟踪,可实现无扰切换;励磁调节器应配置有低励限制、过励限制和过电流保护等必要的限制、保护单元。

(4) 整流装置应按 $n+1$ 冗余配置,当一柜故障或一个支路故障退出运行时,可满足机组满负荷运行工况和发电机

强励的要求;整流装置应装设隔离开关或断路器,便于隔离检修;整流装置串并联支路应有均流、均压措施。

(5) 改善励磁调节器及整流装置安装地点的环境条件(降低环境温度,防尘、防水等),励磁调节器柜、整流装置柜宜装设在独立的发电机励磁小室,并配置独立的空调设备。

(6) 励磁调节器的过励限制单元应与发电机转子过电流保护配合整定,当励磁调节器故障误强励时,首先过励限制动作,将发电机励磁电流限制到不超过发电机额定转子电流的1.05~1.1倍,发电机转子过电流保护作为其后备措施;励磁调节器的低励限制单元应与发电机失磁保护配合整定,随着进相逐渐深入,低励限制首先动作,将发电机励磁电流限制在发电机PQ曲线允许的范围内,低励限制失控后发电机失磁保护再动作,这样既能防止误操作失磁,又能满足发电机进相运行的要求。

(7) 保证氧化锌转子过电压保护电阻性能良好,能可靠将转子过电压限制在4~5倍的额定励磁电压之下,否则应及时更换。

(8) 定期检查励磁系统一次系统各隔离开关、断路器有无过热、烧伤现象,检查二次回路端子有无松动、过热氧化痕迹。

(9) 定期检查整流装置冷却风机运行情况,定期清理整流装置的防尘滤网,保持整流装置的正常冷却和清洁。

(10) 机组运行过程中,禁止励磁调节器在手动方式长期运行。

(11) 结合机组启停机计划,安排进行励磁调节器切换试验,确保励磁调节器各通道、各控制方式间的切换功能正常。

(12) 定期检修时应应对励磁系统各部件进行清扫,并检查其元部件有无过热、接触不良等现象。

3.8 变压器故障

3.8.1 变压器故障原因

变压器故障主要分为过热性故障和放电性故障两类。

(1) 过热性故障。

- 1) 有、无载调压分接开关接触不良。
- 2) 变压器各连接接头焊接不良,变压器套管接头连接松动。

3) 变压器经常性超温过载运行,绝缘材料老化、变色、变脆。

4) 变压器漏磁引起外壳局部过热、连接法兰及螺栓过热。

5) 冷却系统故障,潜油泵过热损坏等。

(2) 放电性故障。

1) 导线制作成型过程中工艺不良,表面毛刺损坏匝间绝缘;高低压绕组套装时偏斜,擦伤绕组表面绝缘,运行中爬电击穿。

2) 绝缘纸板、成型件质量差,有气泡、杂质,运行中局部电场增强造成主绝缘树枝性放电。

3) 抗短路能力差,外部短路引起变压器高低压绕组严重变形、绕组移位、绝缘损坏、低压引线支架开裂、连接螺栓脱落等。

4) 电容纸质套管介损超标,油质严重裂化,运行中爆炸。

5) 接头防雨帽密封不良,变压器进水,绝缘件受潮,四屏放电击穿。

6) 油流放电, 高速潜油泵破损过热, 乙炔增大, 密封不良, 油中含气量升高等异常运行。

3.8.2 变压器故障预防措施

(1) 加强对变压器设备从选型、订货、验收到投运的全过程管理。设计选型时应进行变压器的抗短路能力计算; 220kV 及以上电压等级的变压器应派专人赴厂监造和验收。

(2) 加强制造工艺及质量管理, 制造采用的变压器导线、硅钢片、绝缘纸板及成型件、分接开关、套管等主要材料、零部件必须检验合格; 对承压油汽套管应作超声波探伤, 确保无细小纹络; 绕组接头处焊接饱满、渗透良好, 器身装配中绕组、垫块、撑条、绝缘筒套装层装紧实, 绝缘距离符合设计要求; 总装不发生碰撞、擦伤绝缘; 彻底清理器壳、本体各部位, 不留任何异物。

(3) 设计上可采取提高变压器轴向、幅向抗短路强度措施, 改进铁轭夹件, 增加压钉数量, 低压绕组内衬高强度硬纸筒, 采用半硬性含银导线, 增加低压引线支撑, 裸铜排加包绝缘以确保绕组整体充分压紧坚固。

(4) 运输时, 变压器器身内应装设有紧固铁芯与外壳的构件, 保证运输中铁芯不移位; 运输过程应装设三维冲击记录仪作全过程检测, 器身装有压力监测装置及补充设施, 维持充氮或干燥空气压力始终在 0.01MPa 以上。

(5) 安装变压器应查看充气压力及露点, 判断固体绝缘含水量不大于 1%。进入器身检查各个紧固件螺栓、压板、绝缘支架, 安装套管时防止引线扭结、绝缘损伤, 吊拉力应适度, 绝缘筒距离符合设计图样要求。套管将军帽与引线连接应密封可靠, 防止雨水渗入器身。

(6) 220kV 及以上电压等级和 120MVA 及以上容量的变压器的本体试验除常规项目 (参见 GB 50150—2006《电气装置安装工程 电气设备交接试验标准》) 外, 还应进行变压器局放试验、绕组变形试验及油色谱分析, 试验结果超标均应查明原因。

(7) 运行变压器应定期进行油样分析, 发现乙炔含量升高即使未达到 5×10^{-6} , 亦应查明原因, 必要时可进行局放试验查找缺陷; 运行中的变压器设备, 如密封不良, 应采取改进措施, 防止变压器进水或空气受潮。

(8) 加强运行巡视, 应特别注意变压器冷却器潜油泵负压区出现的渗漏油; 套管的伞裙间距低于标准的, 应采取加硅橡胶伞裙套等措施, 防止雨闪事故; 风冷却器应定期进行水冲洗; 夏天还应用红外测温仪检测套管端子有无过热现象。

(9) 变压器的本体、有载开关的重瓦斯保护应投跳闸, 若需退出重瓦斯保护时, 应预先制订安全措施, 并限期恢复。

(10) 变压器外部近地点短路故障后亦应进行油色谱分析、绝缘电阻、低电压短路阻抗测试 (或用频响法测试绕组变形) 等试验项目, 判明变压器内部无变形、无绝缘损坏等现象后方可投运。

(11) 定期测试油纸电容套管介损和电容量, 新更换套管必须按规定进行全部试验项目, 更换油汽套管应进行超声波探伤; 对 220kV 及以上电压等级变压器设备还需每年进行至少一次红外成像测温检查。

(12) 完善变压器的消防设施, 防止变压器着火时的事故扩大。

4 重大事故案例分析及预防

4.1 轴系断裂

Q 发电厂 5 号 200MW 汽轮发电机组毁机事故。Q 发电

厂 5 号机组 200MW 汽轮机为 D 制造厂第 14 台产品, 1986 年 2 月投产。事故前累计运行 12517h, 启动 59 次, 其中热态启动 48 次。进行过 6 次超速试验, 事故停机 9 次。1988 年 2 月 12 日, 按计划停机小修。在进行危急保安器超速试验的过程中, 当转速提升到 3350r/min 之后, 突然自行飞升到 3456r/min, 打闸的同时一声巨响, 机组爆炸, 油系统着火。

汽轮发电机组轴系断为 13 段, 两处裂纹。汽轮机低压转子和发电机转子均从轴承内侧主跨内断裂, 除高中及主副励磁机外, 其他的联轴器螺栓全部断裂, 有三段断轴飞出机外; 其中中压、低压转子接长轴飞出 17m 分别落在 5m 和 10m 平台上; 发电机 7 瓦处 1.5t 重的断轴飞出 30m, 穿过四堵墙落在锅炉间; 另外一些部件的残骸分别飞出 24~80m 落在厂房内外; 除 2 号轴瓦外, 其余全部被甩出机外; 前箱碎裂, 四只中压调速汽门操纵座断裂; 第 26 级 (432mm 叶片) 部分叶片从根部剪断, 低压缸各级叶片全部断裂; 隔板体碎裂; 转子弯曲; 发电机转子落在定子膛内, 定子磨损, 风叶飞脱, 一只集电环碎裂, 励磁机机座移位。

事故原因为: 轴系破坏始于发电机转子, 由油膜振荡开始的、突发性、综合性大振动造成的轴系严重破坏, 该轴系稳定裕度偏低和转速急剧超速到 3500~3600 r/min 是造成事故的原因。在油膜振荡发生的同时, 必须有大不平衡量的存在, 形成非线性大振动, 才能具有足够的破坏能量。这是一次综合性技术原因引起的特大设备损坏事故。

该型机组 6、7 号轴瓦线性失稳转速为 3400~3600 r/min, 中低压转子接长轴一阶临界和发电机二阶临界转速近于工作转速, 使机组具备产生油膜振荡和突发性大振动的条件。由于存在超速试验滑阀和调速器滑阀油口不匹配的设计失误, 开环失控转速约为 3400r/min, 是造成机组超速的原因。事故全过程时间为 10~15s。

预防汽轮机发电机轴系断裂事故, 重点是防止汽轮机超速事故, 见本章 2.1。

4.2 炉膛爆炸

4.2.1 爆炸特性

通常所说炉膛爆炸 (furnace explosion) 有炉膛爆燃、内爆和外爆之分。当连续进入炉膛的可燃混合物没有及时着火燃烧而在炉膛内聚集, 突然被引燃, 致使炉膛内压力瞬时大幅升高, 但此时炉膛内聚集的可燃混合物数量还不太多, 突然发生燃烧的能量较小, 虽然炉内气体压力瞬时大幅度增加, 尚不足以导致炉膛结构破坏, 仅发生看火孔等处大量向外喷烟的现象, 称为炉膛爆燃 (furnace puff); 炉膛内可燃混合物发生爆燃导致炉内烟气压力瞬时剧增, 所产生的爆炸力超过炉墙结构强度而造成向外泄漏的事故称为外爆, 即爆炸 (简而言之, 严重的爆燃即为爆炸); 平衡通风锅炉由于炉膛负压非正常增大, 致使内外气体压差骤增, 超过炉膛结构瞬态承压强度而造成的向内泄漏事故称为炉膛内爆 (furnace implosion)。实践中另有一种所谓的炉膛爆炸是因炉膛内严重结渣和高温的大块渣掉落, 致使冷渣斗水冷壁管被砸爆或拐角处局部失稳破裂, 爆漏出大量的高温高压给水瞬时激烈汽化 (闪蒸), 下部空间压力骤然升高而使冷渣斗爆裂, 大量夹带着灰渣的高速汽浪冲击波构成重大的事故。

在液态排渣锅炉的运行中还可能发生炉底粒化水箱中的“氢”爆炸, 若炉底熔渣池内存有积铁, 当高负荷运行或改烧低灰点煤时, 积铁熔化呈熔融状流入粒化水中, 发生氢析出反应 ($\text{Fe} + 4\text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{Fe}_3\text{O}_4 + 4\text{H}_2$), 当氢的浓度达到一

定程度时即发生氢爆,如炉底到粒化水箱之间密封良好而氢析出反应急剧,即氢浓度很高时,氢爆的破坏会很严重,否则仅能听到断续的爆炸声。最根本的防止措施是从炉底的结构设计和运行工况的调整消除炉底积铁。

就爆炸性质而言,爆燃(炸)与氢爆属化学爆炸,爆炸物产生剧烈的化学反应;而其余均属物理爆炸,仅有爆炸物的状态变化。

4.2.2 产生条件及原因

引起爆燃(炸)的必要条件:一是要有足够数量的燃料和空气;二是燃料和空气的混合物达到一定的浓度;三是有点火热源(明火)存在。缺少其中任何一个都不会发生爆燃(炸)。

锅炉产生爆燃(炸)的根本原因是炉膛或烟道内积存着相当数量的煤粉或燃油,未经大风量吹扫就点火。常见的直接原因是:

(1) 锅炉点火操作不当。

1) 锅炉点火前已有油(气)或煤粉漏入炉膛,并已形成和达到可燃浓度的空气混合物,未进行通风吹扫即点火。

2) 锅炉启动点火时,油温低于规定值或有杂物堵塞使油喷嘴前油压降低等造成雾化不良,有油滴沉积在受热面上,当炉膛温度逐渐升高,沉积的油滴大量挥发并遇上火源,在炉内爆燃。

3) 多次点火不成功,炉膛及后部烟道或受热面上积有可燃燃料,未经通风吹扫即再点火,引起爆燃。

(2) 可燃物滞积。锅炉长时间在低负荷或空气不足情况下运行,在灰斗和烟道死滞区沉积有阴燃的燃料,当这些燃料被突然增大的通风或吹灰所扰动时,也会形成爆燃。

(3) 炉膛上部突然掉大渣。因操作不当或其他原因造成炉膛结渣,当炉膛上部大渣突然掉下使部分燃烧器失去火焰,或使全炉膛灭火(如炉膛负压大幅度波动等导致MFT),而继续送入燃料和空气,并在此情况下强投点火器,企图以爆燃法恢复燃烧。

(4) 燃料或空气突然中断。供给燃烧器的燃料或空气或点火源突然中断,而造成瞬间灭火,但又随即恢复,使积聚的可燃物被点着而引起爆燃。

(5) 燃烧器灭火。一个或多个燃烧器灭火或燃烧不稳定,在此情况下另行再投入燃烧器等,亦会引起积聚的燃料爆燃。

(6) 油(气)系统阀门泄漏。锅炉熄火停炉后,油(气)系统阀门关闭不严,特别是油(气)枪前的安全关断阀关断不严,燃油(气)继续漏入炉膛而未被发现,在热炉膛的条件下,燃油挥发或漏气达到一定浓度时,即可发生爆燃。

可能引起炉膛内爆的原因有:

(1) 选用的引风机压头过高,超过炉膛设计所能承受的负压,在这种情况下无论是由于操作错误或设备发生故障,如送风机调节挡板或风门关闭,而引风机又在调节挡板或风门开启的情况下运行,此时烟道所产生的阻力很小,使炉膛承受的压力几乎是引风机所产生的压头,即会出现炉膛内爆。

由于在环境温度下,引风机的压头高于在运行温度下所产生的压头,因此冷态启动时,如操作错误,在送风机挡板关闭条件下,引风机在挡板开启状态下启动,则会出现即使引风机选型点的能力不超过但接近炉膛瞬态承载压力亦会出现炉膛内爆。

常用的离心式引风机的调节特性是流量越小时压头越高,在流量接近于零时,压头趋于最大值,这一特性变化曲线比较陡,因此这时容易引起内爆。而轴流式引风机依靠叶片角度调节流量和压头,具有容积流量大时最高压头也高,流量小时压头也小,这一特性变化曲线比较平缓,相对较不易引起内爆。但此时却因流量迅速减小而易发生喘振,如处理不及时或不当会引起烟道或风机的损坏。

(2) 炉膛灭火或总燃料跳闸时,无论由于何种原因使送风机的调节挡板或燃烧器的风门关闭,即有可能出现炉膛内爆。

4.2.3 预防措施

确保在点火前炉膛和烟道内没有燃料沉积是根本的防范措施,当炉内有可燃混合物积存时应防止明火出现。而事故统计表明爆燃几乎都是因炉膛灭火造成的,因此,必须首先防止炉膛灭火,一旦发生灭火就应严格按运行规程处理,进行炉膛吹扫后才能再行点火。

为有效防止炉膛爆燃(炸)事故,应切实做好以下工作:

(1) 加强燃煤的监督管理,加强配煤管理和煤质分析,并及时将煤质情况通知司炉。

(2) 新锅炉投产、锅炉改进性大修后或当实用燃料与设计燃料有较大差异时,应进行燃烧调整。

(3) 锅炉启动、停止和低负荷运行时,以及煤质改变时应加强对运行工况参数变化的监控。发现炉内燃烧不稳时宜提前投油助燃。

(4) 当炉膛已经灭火或已局部灭火并濒临全部灭火时,严禁投助燃油枪。当锅炉灭火后,要立即停止燃料供给(含煤、油、燃气、制粉乏气风),严禁用爆燃法恢复燃烧。重新点火前必须对锅炉以足够的风量和规定的时间进行通风吹扫,以排除炉膛和烟道内的可燃物质。

防止炉膛内严重结渣既是防止炉膛化学爆燃(炸)也是防止炉膛发生物理爆炸的重要方面,特别是当受热面及炉底等部位严重结渣,影响锅炉安全运行时应立即停炉处理。具体措施详见本章“锅炉结渣与沾污”。

此外,为防止炉膛外爆、内爆的安全保护系统是不可或缺的。同时运行人员也应十分清楚可能发生外爆、内爆的各种原因,十分熟悉本锅炉的特点以及所采用的安全保护系统的功能,并认识到任何技术都是在不断发展及完善的,而且也可能出现意外,因此运行人员只能在其监督下充分利用已有的安全保护系统,而不能完全依赖它。为此有了安全保护系统运行人员仍应随时注意运行状况的各种变化,一旦出现危险状况时及时主动处理。

4.2.4 典型案例

1993年,某电厂1号600MW机组锅炉发生特大炉膛爆炸事故。事故发生前几天,锅炉运行情况出现异常,为降低再热器管壁温度,将燃烧器角度由水平改为下摆至下限,此后,锅炉运行状况逐渐恶化,直至锅炉炉膛发生爆炸。事故造成炉底灰斗呈开放性损坏和失稳下塌,包角管和水冷壁联箱破裂,并造成了23人死亡、24人受伤,直接经济损失778万元,机组停运132天的特大锅炉炉膛爆炸事故。

事故原因是由于炉膛设计和布置的缺陷,在燃用设计煤种或允许变动范围的煤质时,出现了锅炉严重结渣、再热蒸汽温度达不到设计值而过热器、再热器管壁严重超温,虽然采取了降负荷和下摆燃烧器等防止结渣措施,但结渣日趋严重;炉底灰斗结渣,为煤裂解气和煤气的动态产生和积聚创造了条件,灰渣落入渣斗产生的水蒸气进入冷灰斗,形成振

动加速可燃气体的生成,可燃气体逐步沿灰斗上升,在上升过程中,由于下二次风与可燃气体混合,混合温度在470℃左右,突遇炽热碎渣的进入或火焰的随机飘入,引起可燃气体爆炸,炉膛压力急剧升高,触发MFT动作,爆炸使两侧墙鼓出,在爆炸和炉底底渣作用,灰斗与两侧墙连接处被撕裂,灰斗失稳下塌,包角管和水冷壁联箱相继破裂,大量水汽泄出,炉内压力猛烈升高,使事故扩大。

4.3 制粉系统爆炸

4.3.1 煤粉爆炸的原因及预防

煤粉爆炸是火焰在弥散于空间的煤粉流中传播,引起显著的压力和温度飞升的现象。沉积煤粉的阴燃或明火(焊接、电火花、吸烟等)是气粉混合物爆炸的直接起因。

影响煤粉气流爆炸的内在因素有煤的挥发分、煤粉浓度、粒度、气流含氧量等。煤的挥发分是煤粉气流爆炸最主要的因素,当煤的干燥无灰基挥发分大于10%(或煤的爆炸性指数大于1.0)时,制粉系统设计时应应考虑防爆要求;当煤的干燥无灰基挥发分大于25%(或煤的爆炸性指数大于2.0)时,煤粉气流属于易爆的特性。煤粉细度对煤粉的爆炸性不像挥发分影响明显,煤粉细度的变动对煤粉的爆炸性影响较小。例如烟煤当煤粉颗粒为30μm时,在300℃时着火,当颗粒为30~60μm时,在323℃时着火。如果是褐煤则在160℃时就着火。当煤粉质量浓度为0.3~0.6kg/m³时,爆炸压力达到最大值。不爆炸的浓度随煤种的不同而有所区别,为0.1~0.2kg/m³。因此制粉系统是处在爆炸最危险的浓度范围内。制粉系统气粉混合物中含氧量降低到12%(褐煤)和14%(烟煤),则可以防止爆炸。

煤粉长时间在管道中沉积引起煤粉的自燃,煤粉温度越高,自燃越快。因此为防止煤粉的爆炸,要避免煤粉的沉积(管道设计避免水平段处于涡流区,以及正确设计管道的流速)并在运行中限制气流的温度。

制粉系统的爆炸绝大部分发生在制粉设备的启动和停止阶段(因为此时气流中的含氧相对较多),因此制粉系统的控制设计应设定启动和停止阶段系统的吹扫程序和时间以及惰性气体的投入(对中速磨煤机),在启动和停止阶段应该严格控制系统的各部温度值,特别是磨煤机的出口温度值应控制在防爆允许温度的限制之内。在煤粉气流中煤粉着火后,CO的升高比温度的升高反应快,因此对于易爆的煤种,应在磨煤机出口处装设CO检测仪。

4.3.2 事故案例分析

A发电厂1号机组在试运行期制粉系统发生严重的堵煤和爆燃。由于煤粉的爆炸使机组投运推迟了近三个月。该电厂设计燃用煤种是安徽花家湖烟煤,设计煤的干燥无灰基挥发分为30.29%,而运行煤的干燥无灰基挥发分达到37%~39%。

2001年1月15日,1号机组3号磨煤机(SVEDAIA双进双出钢球磨煤机)非驱动段旁路风口处发生爆燃(此为1号机组的第2次爆燃,第1次为2000年11月2日1号磨煤机着火)。在现场察看爆炸的现状,初步分析是旁路风口积粉引起(SVEDAIA双进双出钢球磨煤机的旁路风口是从磨煤机入口一次风道引出进入给煤机下方落煤管,再从落煤管引出进入粗粉分离器入口管),当时建议对其进行改造,并建议将磨煤机出口温度由现90℃降低到75℃。承包方人员同意,并对旁路风先后进行了两次彻底的改造(消除了旁路风口易结粉的部位,同时将旁路风管直接由冷风管接入)。为了解决磨煤机入口的堵煤问题,磨煤机制造厂将入口斜角

由45°改为55°(SVEDAIA双进双出钢球磨煤机入口不是螺旋输送,而是斜角直接进入磨腔内)。由于改造及磨煤机出口温度降低的作用,同时电厂注意了对煤的水分的控制,1号机组在其后的运行中基本未发生过堵煤和爆燃问题。为杜绝类似事故发生,现将制粉系统发生的堵煤和爆燃情况作进一步分析。

4.3.2.1 堵煤问题

在2000年A电厂磨煤机发生堵煤时,曾经怀疑是否是SVEDAIA公司将磨煤机入口的螺旋装置改为斜角所引起,根据现有的资料,和该电厂同样的磨煤机在其他电厂运行时,原煤水分最高已达10.8%,可是磨煤机从未发生过堵煤。A电厂设计煤的水分为7.52%,校核煤的水分为10.33%。后来承包方请某大学煤球团研究所对A电厂设计煤——安徽花家湖煤进行分析,某大学根据矿业行业的方法对其进行了煤的黏结性的测定,发现A电厂设计煤具有很强的黏结性,水分在7%~8%时,磨煤机入口不会发生堵煤,超过8%以后磨煤机将会发生堵煤现象。对A电厂煤的水分跟踪分析的结果可见,在2000年12月以前,煤的水分在7%~9%,个别达到12.3%,时有堵煤的现象发生,2001年1月由于制粉系统爆燃事故以后,电厂注意了对煤的水分的控制,煤的水分在7%以下,堵煤现象很少发生(仅在雨季有时发生)。即使磨煤机入口的角度不改,也会有同样的效果。

4.3.2.2 爆燃问题

2000年11月2日,第1次发生爆燃是1号磨煤机内,在现场察看,磨煤机出口的拐角处的外面有烧焦的痕迹。1号磨驱动段进出料斗的分割板已经烧变形。2001年1月15日第2次发生爆燃是3号磨煤机的旁路风口。在旁路风口外面也能发现烧焦的痕迹。

分析爆炸产生的原因,在磨煤机的进出料斗的出口处存在积粉的可能,而进出料斗紧挨热风,容易引起着火。而旁路风口的煤粉则是在旁路风管停运时,一次风中的煤粉倒灌进去的。这两处积粉都可以在磨煤机的启动和停运时的吹扫中予以清除。在运行中如果气流温度不会引起积粉很快着火,积粉也不可能很快引起爆燃。如果提高了磨煤机的出口温度,同时煤的挥发分又提高以后,煤的着火点降低,气流温度超过了煤的着火点以后,积粉很快就可以着火并引起爆燃。1号机组的磨煤机在发生堵煤以后,调试人员将磨煤机的出口温度由原80℃提高到90℃以上,有时达到100℃,在这当中磨煤机出口的CO检测多次发出CO升高的报警,运行人员未能予以重视,以后即发生了磨煤机的爆燃,这就是为什么在机组试运行初期半年内制粉系统并未发生爆燃,而在磨煤机发生堵煤,调试人员将磨煤机出口温度提高以后发生爆燃的原因。当旁路风管的结构已改,而磨煤机出口处的结构未改,磨煤机出口在运行时仍然会发生积粉,而后来磨煤机的出口处不再发生爆燃,因为后来磨煤机的运行温度已经降低。

由上述现象可见,引起爆燃的原因的设备因素是双进双出磨煤机的入口和出口,以及在旁路风口有积粉的可能,而运行因素是磨煤机出口温度的提高和煤的挥发分的升高。在设备因素和煤的因素已定的情况下,严格控制磨煤机出口温度,包括密切监视磨煤机出口CO的含量是防止制粉系统爆炸最有效的运行措施。

4.4 发电机氢爆

现代汽轮发电机大多采用氢气冷却方式,由于氢气属易

燃易爆气体,几十年来,发电机氢气爆炸事故时有发生,为杜绝氢爆事故发生,必须严格遵守火电厂防火安全规定,确保运行操作正确,实施必要的防火技术措施。

4.4.1 事故案例

1984年3月,A电厂某台汽轮发电机组,停机后处理主油泵推力瓦磨损及清理发电机机内的积油、进行套管清理工作。次日检修人员进入发电机内清理,因不通风,临时将电风扇放在人孔内,当接通按钮时,发生氢爆,造成2人死亡、1人重伤的事故。事后检查,氢管路二个阀门不严密,又未采取隔断措施,使发电机内氢浓度过高,当开启电风扇开关时发生明火引起氢爆炸。

1993年11月,B电厂某台汽轮发电机组在运行中,由于氢中含氧量大,需要对空排放时由于运行操作错开了室内的下部排污门,使大量氢气进入密封油和开关箱内,又因密封油压降低联动直流油泵时,油泵开关和闸,产生火花,引起开关箱内氢爆,进而引燃了周围积聚氢起火,迫使机组停机。

通过以上案例分析认为:在密封容器内可燃气体含量占空气含量到一定比例时遇明火即发生爆炸。可燃气体氢在空气中的爆炸范围为空气体积含量的4%~75.6%,而极低能量级的明火即可引爆。

4.4.2 防止氢爆的技术措施

(1) 氢气系统设计并选用准确,可靠的氢纯度在线测量装置及发电机隔相出线罩有连续测量漏氢装置及漏氢报警信号。选用不锈钢材质的隔断可靠的球阀、截止阀、压力自动调节阀、过滤阀,禁止使用闸阀。氢气站仪表须为防爆式。

(2) 氢气管线全长须按照规定涂色,不得将氢气管做接地网,更不得在氢气管道上电焊、打火。

(3) 排氢管设计须引至户外,远离墙壁至少3m,管口处不应接近明火或电、气焊渣,排气口顶部有防雨罩。

(4) 电机制造厂应对发电机出线套管结合处密封良好,确保无泄漏,要选用耐油、耐热、抗压的衬垫,出厂时密封试验良好。

(5) 安装投运前及大修后进行发电机密封试验时,应特别注意检查发电机出线套管处及中性点套管处的密封,绝不允许有漏氢,即使微量的漏氢也必须消除,确保密封良好。

(6) 发电机出线套管保护箱与封母连接间应设计隔断封母及套管,并和封母一起进行出厂密封试验,封母导线内焊接头应光滑无毛刺,分支接头螺钉连接可靠,防止过热放电,封母出厂时应进行防晕试验检查、试验电压下应无电晕。

(7) 发电机在交接试验及定期大修试验均要进行防晕检查,在额定电压下应无电晕放电。

(8) 发电机运行中始终保持封闭母线微正压装置投入运行,并应定期测量发电机上下部及封母周围不漏氢,且无氢存在。

(9) 运行中应保持发电机氢纯度在97%以上,当氢纯度小于96%或含氧量超过1.2%时应进行排污,同时补充新鲜高纯度氢,排污时应慢开,开小排污门,并观察确定排污出口处无动火作业。

(10) 运行中应确保密封油压大于氢压,压差在要求范围内,保持密封油位在正常范围,防止过低导致油压下降而漏氢,或从主油箱补油时带入空气而引爆,主油箱排烟风机应常运行,备用密封油泵须处于良好备用状态,进行联锁试验时,应测量开关箱及周围无氢。

(11) 发电机充氢和排氢置换工作必须借助中间介质

CO₂或N₂进行,不得采用真空置换或直接排氢法,在置换中应定期取样化验,直到合格为止。取样点应选在排出口母管和气体不易流动死区,取样前应放气1min左右,排出管内余气。

(12) 发电机置换过程中禁止进行发电机升压试验,预防性试验、交直流耐压、直流电阻测量、绝缘电阻测量及拆卸螺钉等工作。置换工作尽可能在静止情况下进行。

(13) 在发电机本体及氢系统上进行检修试验工作,必须关闭氢气进口阀门、断开氢系统,在氢侧加装金属堵板。与运行中的氢系统有明显断开点。拆卸发电机部件前,再一次测量附近确定无氢气后再开工。

(14) 发电机附近严禁放置易燃物品,运行中氢冷发电机及氢系统5m范围内严禁烟火和其他电、气焊作业,要实现发电机电刷下无火花运行,以根治氢冷发电机的氢爆和着火事故。

4.5 除氧器泄漏

除氧器是热力系统和锅炉给水处理系统的重要设备,通常由除氧头和除氧器水箱上下两部分组成,目前已有除氧头和水箱设计为一体的新型无头除氧器,在高温和高压条件下工作,属于压力容器监管范畴,也是事故频发设备。我国早期曾经发生过多起除氧器设备泄漏事故。1981年1月11日,A电厂7号机组当停止补水后,未关闭汽源,造成了除氧器超压,致使除氧器爆炸,事故造成9人死亡,5人受伤,电厂设备和厂房严重受损;B电厂在汽轮机启动暖管期间,由于运行人员没有检查除氧器系统阀门开闭情况,致使在汽轮机的启动过程中除氧器压力过高,造成了除氧头泄漏;1986年11月27日,吉林某热电厂在进行除氧器安全阀整定时,除氧器水箱原挖补处破裂,除氧器发生泄漏,死伤各2人。除氧器设备泄漏严重时往往造成人员伤亡,直接影响企业的安全生产,因此,分析除氧器设备泄漏原因,积极采取应对措施,减少或者避免发生事故是十分必要的。

4.5.1 除氧器泄漏原因

除氧器设备泄漏的主要原因有:①由于运行人员误操作;②热力系统缺陷;③除氧器检修过程中遗留事故隐患;④在役多年的除氧器设备存在严重的材料焊缝裂纹、腐蚀等。除氧器事故一般起因于设备已有的事故隐患,其中除氧器水箱裂纹引发的事故概率较高,有些裂纹已接近穿透壁面,加之运行压力波动、调节性能差以及运行误操作等引起除氧器超压,造成除氧器设备泄漏。

4.5.1.1 误操作

上述A电厂和B电厂都是由于误操作引起的除氧器超压,最后导致除氧器泄漏。常见的误操作主要有:

(1) 违反规程采用高一级压力的蒸汽加热。例如:A电厂7号机组在额定负荷200MW、除氧器水位低的情况下,补充大量低温水,运行人员违反规程采用2.4MPa压力的二段抽汽加热(规程要求负荷大于150MW时采用三段抽汽),当停止大量补水后,未关闭汽源,造成了除氧器超压,安全门虽然动作,但排汽量小于进汽量,压力继续升高,致使除氧器爆炸,事故造成大量人员伤亡。

(2) B电厂在汽轮机启动暖管时,由于运行人员未关闭除氧器二次蒸汽进汽门、除氧器至4台疏水器的直通门、排污膨胀箱底部出水门及疏水膨胀器至大气释放门,致使在汽轮机启动过程中除氧器超压,造成了除氧头泄漏。

4.5.1.2 除氧器超压

(1) 门杆漏汽量大。有些电厂设计的门杆漏汽是不经过

除氧器进汽调节阀控制而直接进入除氧器,如果门杆漏汽量较大,很容易引起除氧器超压。

(2) 进汽调节阀内漏。现场检查发现,部分除氧器进汽调节阀有内漏现象,如果未及时处理,必将引起除氧器超压。

(3) 除氧器温升太小。除氧器前的低压加热器进汽压力比设计值高,导致该低压加热器出水温度高,造成除氧器温升太低,使门杆漏汽和高加疏水的热量足以加热进入除氧器中的凝结水,从而导致除氧器超压。

4.5.1.3 检修过程中遗留事故隐患

检修过程中随意挖补改造除氧器设备。例如:吉林某热电厂对除氧器大修时,为了检修人员作业方便,在水箱一侧开一方形孔,修后对挖补的方孔焊缝没有进行检查,也未按要求进行水压试验,在以后的几年里也未按《压力容器安全技术监察规程》规定进行定期检验和水压试验,因而留下了严重的事故隐患。

4.5.2 除氧器裂纹形成原因及特点

除氧器多起恶性泄漏事故的发生,引起了人们的高度重视。国内外许多单位对所用除氧器及其水箱进行了检查,发现了大多数除氧器存在的严重问题,总结提出了裂纹形成原因及特点。

(1) 一批用 16Mn 钢制成的高压除氧器水箱内表面环向焊缝存在大量应力腐蚀裂纹。

(2) 填料式高压除氧器头内衬圈与筒头角焊缝出现焊趾裂纹。北京某电厂使用的 GC-400 型高压除氧器,在运行中曾经泄漏,停运检查发现上述部位内壁环向裂纹总长超过周长的 1/3。

(3) 锅炉厂制造的个别除氧器强度验算不合格,主要是除氧器荷重(包括筒体、水与保温等材料的重量)引起的轴向弯曲应力及支座处局部应力超过允许值。

(4) 一些除氧器安全阀的总排气能力不能满足最恶劣工况下的安全要求,即不能满足:“当凝结水泵突然停止上水,进汽调节阀在最大压差的情况下因故全开时,安全阀能充分排放蒸汽”的要求。

(5) 在检查除氧器设备存在的严重问题中,有的除氧器水箱裂纹存在率高 70%,而且相当一部分裂纹已经接近穿透壁面,个别裂纹已经穿透了壁面。

(6) 通过对除氧器裂纹产生特点分析发现:裂纹集中发生在焊缝及热影响区,远离焊缝与热影响区的很少;大多数裂纹方向垂直于环焊缝,平行扩展;裂纹主要发生于水箱内壁水位线以下的焊缝及热影响区,最易发生的部位是环焊缝与支撑结构加强圈的间断焊缝附近;裂纹多为穿晶开裂,也有沿晶开裂或混合型开裂;材料为 16Mn、Q235 系列的除氧器水箱焊缝开裂比较普遍。

(7) 裂纹产生的原因是焊接缺陷、热影响区的薄弱部位或腐蚀坑处、局部高的静拉伸应力和动态交变应力的作用。

因此,控制裂纹的产生和发展,是防止除氧器泄漏的关键。

4.5.3 防止除氧器泄漏的措施

4.5.3.1 运行方面

(1) 严格按《电站压力式除氧器安全技术规定》制定的除氧器运行规程。在运行、启、停机过程中严格执行除氧器运行规程。规程中应明确除氧器两段抽汽的切换点,严禁高压蒸汽直接进入除氧器,除氧器采用滑压运行方式。除氧器应配备不少于 2 只全启闭式安全阀,并有完善的自动调压和报警装置。

(2) 当除氧器工作压力降至不能维持除氧器额定工作压力时,应自动开启高一级抽汽电动隔离阀;当除氧器压力超过额定工作压力的设定倍数时,应自动关闭加热蒸汽压力调节阀前的电动隔离阀;当压力再升高时,安全阀应动作。

(3) 除氧器设备按规定进行定期检查和定期水压试验。

(4) 除氧器停止运行期间,应采取防腐保护措施,以防止空气或其他有害气体对除氧器及给水箱内壁侵蚀。国内大容量机组和引进机组明确规定:除氧器停运一周以内应采用蒸汽保养,停运一周以上则应采用充氮保养,维持充氮压力在 0.03~0.05MPa,无论是充蒸汽还是充氮,除氧器均应无水残留。

4.5.3.2 检修方面

(1) 高压除氧器不得随意开孔挖补。如确需挖补或更换筒节的,必须保证受压元件的原有强度和制造质量要求,并预先制定施工方案,经厂压力容器监察工程师审查同意;施工方案及工艺措施没有经过批准,不得任意修理或改造。焊接施工按现行技术规范和制造技术条件进行,并切实保证焊接质量。

(2) 更换相关阀门,解决由门杆漏汽、进汽调节阀内漏等引起除氧器超压的问题。

(3) 高压除氧器受压部件和焊缝不得有裂纹,若存在裂纹或线状缺陷必须消除。

(4) 尚未进行焊缝检查的除氧器,要尽快组织检查、补焊或改进。

4.5.3.3 防止裂纹产生

(1) 除氧器选材。Q235 系列钢虽然塑性很好,但强度偏低。16Mn 强度高,然而 16Mn 比 Q235 钢的淬硬性大,焊接时,很可能产生淬硬组织而导致裂纹产生。20R 的强度位于 16Mn 和 Q235 钢之间,塑性和韧性都较好,所以在除氧器选材中最好选用 20R。

(2) 热处理。应对除氧器水箱进行热处理,以减小残余应力,改善焊接接头组织性能。此外,还应将焊缝余高打磨掉,以提高局部疲劳强度。

(3) 避免腐蚀。在除氧器的运行中,应严格控制给水中的含氧量。除氧器水箱焊缝处于干湿交替的环境,对腐蚀疲劳裂纹扩展有加速作用。在实践中可采取以下措施:① 在除氧器水箱的内壁涂上一层涂料,将内壁金属与腐蚀介质隔离开来,或将内壁表面打磨光滑。② 控制给水的 pH 值,使其保持在 8.5~9.6;控制给水的离子电导率,使其在预定的范围内。③ 在除氧器停运期间,进行充氮保护,以防过多的阴离子 Cl^- 离子或 OH^- 离子吸附在内壁;在运行中采用阴极保护法。

第6章 火力发电厂经济运行

1 运行技术经济指标

1.1 锅炉技术经济指标

1.1.1 锅炉热效率

锅炉热效率是指单位时间内锅炉有效利用热量占所消耗燃料输入热量的百分数。锅炉热效率通常采用反平衡法测算,即测定锅炉的各项热损失,按下式计算而得,即

$$\text{锅炉热效率} = \left(1 - \frac{\text{热损失}}{\text{输入热量}}\right) \times 100\% \quad (16.6-1)$$

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (16.6-2)$$

电厂也常用正平衡方法计算锅炉效率及煤耗等经济性指标。

锅炉热效率的表示方法有两种:一种以燃料的低位发热量为基础,如中国、德国和苏联的计算标准;另一种以燃料的高位发热量为基础,如美国和法国的计算标准;日本标准规定原则上采用低位发热量,但也可采用高位发热量。这两种热效率之间可通过高、低位发热量进行换算。

按 GB/T 10184—1988,输入热量为燃料的低位发热量,而热损失项目有排烟热损失 q_2 、气体未完全燃烧热损失、固体未完全燃烧热损失 q_4 、锅炉散热损失 q_5 、灰渣物理热损失 q_6 。

按 ASME PTC4—1998《锅炉机组性能试验规程》,输入热量为燃料的高位发热量以及燃料、空气、机组范围内辅助设备驱动装置等带入的热量,热损失项目有:生成 CO 引起的热损失、飞灰显热损失、干烟气热损失、氢燃烧产生水分引起的热损失、燃烧空气中水分引起的热损失、入炉燃料中水分引起的热损失、未燃尽碳热损失、机组表面辐射及对流热损失等。

锅炉热效率是反映锅炉性能的主要指标。在进行锅炉热效率计算时大多规定空气预热器进口空气温度为热平衡计算的基准温度(德国标准规定例外),因而锅炉进风温度的变化直接影响排烟温度及排烟热损失,从而影响锅炉热效率,使同一台锅炉在其他条件完全相同的情况下,不同季节、不同时间所得的热效率不尽相同。因此,对热效率进行比较时,必须将试验所得的热效率值换算到同一基准温度(通常为设计计算规定的温度)下的值。通常用式(16.6-3)计算不同进风温度对排烟温度的变化,并由此求得热效率,即

$$\theta_{py}^b = \frac{t_{SF}^b (\theta' - \theta_{py}) + \theta' (\theta_{py} - t_{SF})}{\theta' - t_{SF}} \quad (16.6-3)$$

式中: θ_{py}^b 为基准温度下的排烟温度,℃; θ' 为空气预热器进口烟温,℃; θ_{py} 为实测排烟温度,℃; t_{SF}^b 为实测空气预热器进风温度,℃; t_{SF} 为基准温度,℃。

因此,对比不同锅炉之间的热效率时,首先应注意所得效率是以低位发热量还是以高位发热量为基准,其次,还应注意所得效率时的基准温度等,若不相同,则应换算到同一基准条件下再进行比较。

1.1.2 辅机电耗

锅炉辅助设备(包括送风机、引风机、制粉系统等)的

电耗对厂用电率及供电煤耗有直接影响,其中最重要的是制粉电耗。制粉电耗是制粉系统磨制及输送每一吨煤粉所消耗的电量,包括磨煤机、排粉风机、一次风机和密封风机所消耗的电量。制粉电耗大小与运行人员对制粉系统运行操作及调整密切相关,运行操作及调整不当,将使制粉电耗显著增加。

1.1.3 烟气中污染物的排放浓度

火力发电厂锅炉排出的烟气中带有对周围大气环境构成污染的有害物质,主要有烟尘、硫氧化物 SO_x ($\text{SO}_2 + \text{SO}_3$)、氮氧化物 NO_x ($\text{NO} + \text{NO}_2$)、一氧化碳 CO 及痕量有害重金属等。

烟气中气体浓度与氧气含量有关,为便于比较而规定标准状况的氧含量,对于燃煤锅炉,实测的 NO_x 与 SO_x 必须换算到 $\text{O}_2 = 6\%$ 时的数值,对于燃油/气锅炉,实测的 NO_x 与 SO_x 必须换算到 $\text{O}_2 = 3\%$ 时的数值,例如, NO_x 换算公式为

$$\text{NO}_x = (\text{NO}_x) \frac{21 - \text{O}_2}{21 - (\text{O}_2)} \quad (16.6-4)$$

式中: NO_x 为标准状况下 NO_x 的质量浓度, mg/m^3 ; (NO_x) 为实测的 NO_x 的质量浓度, mg/m^3 ; O_2 为标准状况下的氧量,对燃煤锅炉即为 6% ,对燃油/气锅炉即为 3% ; (O_2) 为实测的氧量, $\%$ 。

实际测试中,通常所得气态污染物(SO_2 、 NO_x 等)以容积比 1×10^{-6} 表示,其浓度换算为: 1×10^{-6} 氮氧化物(NO_x)相当于 $2.05 \text{mg}/\text{m}^3$ 质量浓度; 1×10^{-6} 二氧化硫相当于 $2.86 \text{mg}/\text{m}^3$ 质量浓度。

近年来,人们对于可吸入性微尘(指粒径为 $10 \mu\text{m}$ 与 $2.5 \mu\text{m}$ 等的微尘颗粒 P_{10} , $\text{P}_{2.5}$, ...) 及痕量有害重金属的研究越来越重视,但目前尚无排放标准的限制。

此外,由于二氧化碳会造成全球气候变暖(温室效应),全球对二氧化碳减排的呼声日益高涨。对于火电厂,目前既无大幅度减排二氧化碳的有效技术手段,更无法加以限制,仅能研究开发一些高效的能量转换方法,减少燃料的消耗,或研究开发新的洁净替代能源。

1.2 汽轮机技术经济指标

1.2.1 汽轮机理想循环(朗肯循环)热效率

理想循环的工作过程是:工质(水)在锅炉中定压加热,汽化并过热,蒸汽在汽轮机中等熵膨胀做功,排汽在凝汽器中定压凝结放热,经水泵等熵压缩后进入锅炉。简单蒸汽动力装置及朗肯循环 T-S 图如图 16.6-1 所示。

汽轮机理想循环的热效率是 1kg 工质在循环中产生的净功 AL 与其从锅炉(热源)中吸收的热量 q_0 之比,表达式为

$$\eta_t = \frac{AL}{q_0} = \frac{(h_0 - h_{kt}) - (h_{fw} - h_k)}{h_0 - h_{fw}} \quad (16.6-5)$$

式中: $h_0 - h_{kt}$ 为汽轮机的理想焓降,即 1kg 蒸汽在汽轮机中等熵膨胀至排汽终点时产生的理想功, kJ/kg ; $h_{fw} - h_k$ 为 1kg 凝结水经过水泵后的焓升,即水泵消耗的等熵压缩功, kJ/kg ; $h_0 - h_{fw}$ 为 1kg 水在锅炉中的焓升,即吸收的热量,

kJ/kg。

忽略水泵压缩功时，上式简化为

$$\eta = \frac{h_0 - h_{kt}}{h_0 - h_{fw}} = \frac{h_1}{q_0} \quad (16.6-6)$$

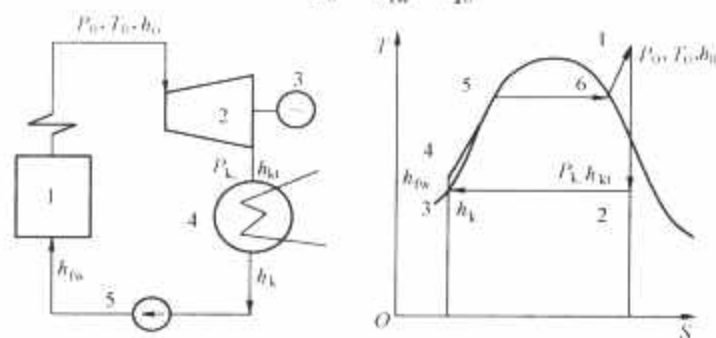


图 16.6-1 简单蒸汽动力装置及朗肯循环 T-S 图

1—汽轮机；2—锅炉；3—发电机；4—凝汽器；5—水泵

1.2.2 汽轮机相对内效率

汽轮机热力过程线如图 16.6-2 所示。

蒸汽在汽轮机内的有效焓降 h_i 与理想焓降 h_t 之比称为汽轮机相对内效率 η_{ri} ，表达式为

$$\eta_{ri} = \frac{h_i}{h_t} = \frac{h_0 - h_k}{h_0 - h_{kt}} \quad (16.6-7)$$

式中： h_0 为新蒸汽焓，kJ/kg； h_k 为蒸汽实际膨胀终点焓，kJ/kg； h_{kt} 为蒸汽理想（等熵）膨胀终点焓，kJ/kg； h_i 为蒸汽在汽轮机内做功的有效焓降，即 $h_0 - h_k$ ，kJ/kg； h_t 为蒸汽在汽轮机内做功的理想焓降，即 $h_0 - h_{kt}$ ，kJ/kg。

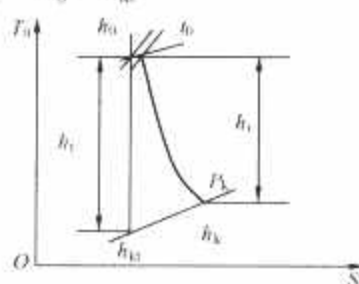


图 16.6-2 汽轮机热力过程线

相对内效率是反映汽轮机通流部分完善程度的指标，常用汽轮机的缸效率表示。

1.2.3 汽轮机绝对内效率

1kg 蒸汽在汽轮机内所作的内功 W_i 与在锅炉中的吸热量 q_0 之比称为汽轮机绝对内效率 η_i ，表达式为

$$\eta_i = \frac{3600P_i}{Q_0} = \frac{W_i}{q_0} = \frac{h_1}{q_0} = \frac{h_1 \eta_{ri}}{q_0} = h_1 \eta_{ri} \quad (16.6-8)$$

汽轮机的内功率为

$$P_i = \frac{D_0 h_1}{3600} \quad (16.6-9)$$

式中： W_i 为 1kg 新蒸汽在汽轮机中所作的内功，kJ/kg； q_0 为 1kg 新蒸汽在锅炉（包括再热器）中的吸热量，kJ/kg； P_i 为蒸汽在汽轮机内所作的内功总和，kW； D_0 为汽轮机每小时的耗汽量，kg/h； Q_0 为每小时进入汽轮机的蒸汽在锅炉中的吸热量，即汽轮机的热耗量，kJ/h。

在进行机组经济性评价时，更多的采用汽轮机绝对内效率这一指标，它表示了汽轮机装置（包括汽轮机及其热力系统）的能量转换效率。

1.2.4 机械效率

机械效率为考虑机械损失后汽轮机联轴器端的输出功率（轴端功率） P_e 与汽轮机内功率 P_i 之比，表达式为

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{\Delta P_m}{P_i} \quad (16.6-10)$$

式中： P_e 为汽轮机联轴器端的输出功率，kW； ΔP_m 为机械损失，包括轴承摩擦损失、联轴器鼓风损失、带动主油泵及

调速系统所消耗的功率等，kW。

1.2.5 发电机效率

发电机效率为考虑电机损失后发电机输出的电功率 P_{el} 与汽轮机的轴端功率 P_e 之比，表达式为

$$\eta_g = \frac{P_{el}}{P_e} = 1 - \frac{\Delta P_g}{P_e} \quad (16.6-11)$$

式中： P_{el} 为发电机输出的电功率，kW； ΔP_g 为发电机损失，包括发电机中电气方面的励磁、铁芯和线圈发热，以及机械摩擦、鼓风等损失所消耗的功率，kW。

1.2.6 汽耗率

汽耗率是指汽轮发电机组生产每千瓦时的电能所需要的蒸汽量，表达式为

$$d_c = \frac{D_0}{P_{el}} \quad (16.6-12)$$

式中： d_c 为汽耗率，kg/kWh。

1.2.7 热耗率

热耗率是指汽轮发电机组生产每千瓦时的电能所消耗的热量。表达式为

$$q_c = \frac{Q_0}{P_{el}} \quad (16.6-13)$$

式中： q_c 为热耗率，kJ/kWh。

采用电动给水泵非再热凝汽式机组的毛热耗率为

$$q_c = \frac{D_0 (h_0 - h_{fw})}{P_{el}} \quad (16.6-14)$$

式中： h_{fw} 为给水焓。

采用电动给水泵中间再热机组的毛热耗率为

$$q_c = \frac{D_0 (h_0 - h_{fw}) + D_r (h_r - h_h)}{P_{el}} \quad (16.6-15)$$

式中： D_r 为进入中压缸再热蒸汽流量，kg/h； h_r 为进入中压缸再热蒸汽焓，kJ/kg； h_h 为高压缸排汽焓，kJ/kg。

采用汽动给水泵中间再热机组的毛热耗率为

$$q_c = \frac{D_0 (h_0 - h_{fw}) + D_r (h_r - h_h)}{P_{el} + P_{fw}} \quad (16.6-16)$$

式中： P_{fw} 为拖动汽动给水泵的汽轮机输出功率，kW。

如果将上述各式的发电机输出功率扣除机组各辅助设备消耗的功率，则计算结果为机组的净热耗率。

通常也采用式（16.6-15）进行汽动给水泵中间再热机组的热耗率计算，所得结果是半净热耗率。

1.2.8 汽轮发电机组热效率

汽轮发电机组热效率是指汽轮发电机组发出每千瓦时电量相当的热量与汽轮机的热耗量之比，表达式为

$$\eta_{el} = \frac{3600}{q_c} = \eta_{ri} \eta_m \eta_g \quad (16.6-17)$$

式中： η_{el} 为汽轮发电机组热效率。

1.3 辅助设备技术经济指标

1.3.1 真空系统严密性

真空系统严密性的评价指标为真空下降率，即凝汽器真空下降的速率，其定义为：机组运行正常、负荷应稳定在 80% 额定负荷以上时，关闭凝汽器抽气出口门，停运抽气设备，30s 后开始记录，记录 8min，取其中后 5min 的真空下降值计算每分钟的真空平均下降值。

DL/T 932—2005《凝汽器与真空系统运行维护导则》中规定，100MW 以下容量机组，真空下降速度不大于 400 Pa/min；100MW 及以上容量机组，真空下降速度不大于 270 Pa/min。

1.3.2 凝汽器压力

凝汽器压力是指凝汽器管束第一排管子以上不超过

300mm处凝汽器壳体内部的静压力。汽轮机排汽压力是指低压缸末级动叶片出口截面处的静压力。凝汽器压力与汽轮机排汽压力之间存在着为克服汽轮机排汽室和凝汽器喉部流动阻力的压力差。

影响凝汽器压力的因素有：真空系统严密性，抽气设备性能，汽轮机排汽热负荷，疏水等附加热负荷，冷却水温度，冷却水流量，凝汽器冷却面积，管束清洁度，冷却管材质和管束布置形式等。

1.3.3 凝汽器传热端差

凝汽器传热端差的表达式为

$$\delta_t = t_{n1} - t_{w2} \quad (^\circ\text{C}) \quad (16.6-18)$$

式中： t_{n1} 为凝汽器压力下的饱和温度； t_{w2} 为凝汽器冷却水出口温度， $^\circ\text{C}$ 。

传热端差与冷却面积、热负荷及传热系数等有关，在一定热负荷和传热系数条件下，传热端差随冷却面积的增大而减小，当冷却面积无限大时，理论传热端差 $\delta_t = 0$ 。在实际设计中，凝汽器不可避免地存在传热端差，设计传热端差一般在 $3 \sim 10^\circ\text{C}$ 范围内，多流程凝汽器可取 δ_t 为 $4.5 \sim 6.5^\circ\text{C}$ ，单流程凝汽器可取 δ_t 为 $7 \sim 9^\circ\text{C}$ ，传热端差不得小于 2.8°C 。

1.3.4 加热器给水端差

加热器进口抽汽压力下的饱和温度与给水出口温度之差为给水端差。

运行监测或者进行回热系统热平衡计算时，如果无加热器进口抽汽压力测点，可根据汽轮机抽出口蒸汽压力，考虑管道阻力损失（一般按设计值6%），得出加热器的进汽压力。

当进入加热器的蒸汽具有相当高过热度时，给水端差就有可能为负值。给水端差值越小，加热器的热经济性越高。通常，无过热蒸汽冷却段时，给水端差为 $3 \sim 6^\circ\text{C}$ ；有过热蒸汽冷却段时，给水端差为 $-1 \sim 2^\circ\text{C}$ 。

1.3.5 加热器疏水端差

离开加热器壳体的疏水温度与管侧给水进口温度之差为疏水端差。具有外置式疏水冷却器的加热器组，应以该疏水冷却器的疏水端差作为加热器组的疏水端差。

蒸汽在壳侧凝结成疏水时呈饱和水状态，如果本体不设置疏水冷却段，则饱和疏水被直接排出，这时的疏水温度即为壳侧压力下的饱和温度。由于饱和水在流出加热器到下一级较低压力的加热器过程中会因管道压降而汽化，从而产生两相流动，使疏水发生困难并造成对设备、管道的损害，因此，现代大型机组的给水加热器普遍设置疏水冷却段（器）以提高安全经济性。

在加热器本体内设置内置式疏水冷却段的加热器，疏水端差可以达到 5.6°C ，如果要求疏水端差进一步减小，则应采用外置式疏水冷却器。

1.3.6 最终给水温度

末级加热器出口、进入省煤器之前的给水温度为最终给水温度。设计最终给水温度是各级加热器热负荷分配的优化结果，当给水温度达最佳值时回热循环的绝对内效率最大，偏离最终给水温度设计点，会降低循环效率，各加热器的运行性能均会对最终给水温度产生影响。

1.3.7 除氧器出水溶氧量

除氧器出水溶解氧量是衡量除氧器性能的重要指标之一，中低压汽包锅炉要求给水溶解氧含量小于或等于 $15\mu\text{g/L}$ ，高压以上汽包锅炉和直流锅炉要求给水溶解氧含量小于或等于 $7\mu\text{g/L}$ 。

最新研究表明，超临界、超超临界机组的给水溶解氧量

需控制在 $30 \sim 150\mu\text{g/L}$ 范围内。

除氧器运行压力和温度、除氧器排气门开度、补充水运行方式等均影响除氧器的除氧效果。

1.3.8 冷却塔出水温度

通常以冷却塔出水温度与湿球温度之差来衡量冷却塔的冷却效果。

湿球温度代表在当地气温条件下，水可以被冷却的最低温度，也就是冷却设备出水温度的理论极限值。实际上，设计运行完好的自然通风冷却塔，其出水温度与湿球温度之差仍有 $6 \sim 8^\circ\text{C}$ ；机力冷却塔，其出水温度与湿球温度之差为 $3 \sim 3.5^\circ\text{C}$ 。

1.4 全厂综合技术经济指标

1.4.1 热耗量

热耗量为

$$Q_{\text{ndc}} = BQ_{\text{d}}^{\text{e}} = \frac{Q_0}{\eta_{\text{gl}} \eta_{\text{gd}}} \quad (\text{kJ/h}) \quad (16.6-19)$$

式中： B 为发电厂燃料消耗量， kg/h ； Q_{d}^{e} 为燃料低位发热量， kJ/kg ； Q_0 为汽轮机所消耗的热量， kJ/h ； η_{gl} 为锅炉效率； η_{gd} 为管道效率。

1.4.2 热效率

热效率为

$$\eta_{\text{ndc}} = \frac{3600P_{\text{el}}}{Q_{\text{ndc}}} = \frac{3600P_{\text{el}}}{BQ_{\text{d}}^{\text{e}}} = \frac{3600}{q_{\text{ndc}}} = \eta_{\text{gl}} \eta_{\text{gd}} \eta_{\text{t}} \eta_{\text{m}} \eta_{\text{g}} \quad (16.6-20)$$

1.4.3 发电煤耗

原煤耗为

$$b_{\text{fd}} = \frac{B}{P_{\text{el}}} = \frac{3600}{Q_{\text{d}}^{\text{e}} \eta_{\text{ndc}}} \quad (\text{kg/kWh}) \quad (16.6-21)$$

标准煤耗为

$$b_{\text{fd}}^{\text{b}} = \frac{b_{\text{fd}} Q_{\text{d}}^{\text{e}}}{29308} = \frac{3600}{29308 \eta_{\text{ndc}}} = \frac{q_{\text{c}}}{29308 \eta_{\text{gl}} \eta_{\text{gd}}} \quad (\text{kg/kWh}) \quad (16.6-22)$$

1.4.4 发电厂用电率

发电厂用电率为

$$\varphi_{\text{cyd}} = \frac{N_{\text{cyd}}}{N_{\text{fdl}}} \times 100\% \quad (16.6-23)$$

式中： N_{cyd} 为发电厂用电量， kWh ； N_{fdl} 为发电量， kWh 。

1.4.5 供电煤耗

原煤耗为

$$b_{\text{gd}} = \frac{B}{P_{\text{el}} - P_{\text{cy}}} \quad (\text{kg/kWh}) \quad (16.6-24)$$

式中： P_{cy} 为厂用电功率， kW 。

标准煤耗为

$$b_{\text{gd}}^{\text{b}} = \frac{b_{\text{gd}} Q_{\text{d}}^{\text{e}}}{29308} = \frac{b_{\text{fd}}^{\text{b}}}{1 - \varphi_{\text{cyd}}/100} \quad (\text{kg/kWh}) \quad (16.6-25)$$

2 影响运行经济性因素

2.1 主蒸汽参数

主蒸汽参数对机组热经济性有很大的影响，提高主蒸汽初参数（主蒸汽压力和主蒸汽温度）的实质是通过提高循环吸热过程的平均温度，以提高其循环热效率。以理想朗肯循环为例，在分析主蒸汽压力 p_0 和主蒸汽温度 t_0 对循环效率的影响时，设其他参数保持不变，仅讨论单一蒸汽参数的影响。

2.1.1 主蒸汽温度

设理想朗肯循环吸热过程平均温度为 $\overline{t_0}$ ，放热过程平均温度 t_1 由背压 p_1 决定。循环热效率为 $\eta = 1 - t_1/\overline{t_0}$ 。设初压 p_0 和背压 p_1 不变，初温由 t_0 提高到 t'_0 时，吸热过程平均温度提高为 $\overline{t'_0}$ ，其理想循环热效率为 $\eta' = 1 - t_1/\overline{t'_0}$ 。由于 $\overline{t'_0} > \overline{t_0}$ ，所以 $\eta' > \eta$ 。因此，提高主蒸汽初温可以提高循环热经济性，热效率提高 $\delta\eta = \eta' - \eta = t_1 (1/\overline{t_0} - 1/\overline{t'_0})$ 。此外，主蒸汽初温的提高，使末级排汽干度提高，减少了低压缸湿汽损失。

通过对各类机组分析总结，主蒸汽温度对热耗率的影响约为1.3~3.2kJ/(kWh·℃)，平均约为2.7kJ/(kWh·℃)，表16.6-1列出了几种典型机组主蒸汽温度变化对热耗率的影响量。

表 16.6-1 主蒸汽温度变化 1℃ 对热耗率的影响量

机组型号	N200	N300-16.7/538/538	N600-16.7/538/538	N600-24.2/566/566
热耗率变化量 (kJ/kWh)	2.6	2.4	2.3	2.6

运行中可能造成主蒸汽温度偏差的原因有燃料量不足、过热器喷水量大、过热器积垢、水冷壁积垢、过剩空气量较高、燃烧器倾角调整不到位、烟气流量不合适、旁路挡板位置不当、温度控制给定值漂移、过热器管泄漏、过热器受热面面积不合理等。

运行人员通常可采取吹灰、调整燃烧器摆角、调整旁路挡板设置、调整减温烟气流量挡板、控制过剩空气量、手动控制过热器喷水流量等措施来调整主蒸汽温度。可以进行的维护有：重新设置温度控制给定值、修理过热器喷水控制阀、清洗锅炉水冷壁、清洗过热器管屏、消除过热器管道泄漏、增加或减少过热器受热面等。

2.1.2 主蒸汽压力

当主蒸汽温度和背压一定时，提高主蒸汽压力 p_0 可以提高循环热效率 η 。但提高主蒸汽压力受热力循环蒸汽膨胀终了时排汽湿度的限制，当主蒸汽温度 t_0 和排汽压力 p_1 一定时，提高主蒸汽压力 p_0 使汽轮机排汽干度减小，湿汽损失增大，甚至可能影响机组运行安全性。此外，提高主蒸汽压力 p_0 使蒸汽质量体积减小，汽轮机叶顶漏气损失相对加大，部分削弱了主蒸汽压力提高对提高机组热经济性的效果。采用中间再热不仅可以降低排汽湿度，还可以提高机组的热经济性，表16.6-2给出了几种典型机组主蒸汽压力变化对热耗率的影响量。

表 16.6-2 主蒸汽压力变化 1MPa 对热耗率的影响量

机组型号	N200	N300-16.7/538/538	N600-16.7/538/538	N600-24.2/566/566
热耗率变化量 (kJ/kWh)	38	28	36	10

机组在运行过程中引起主蒸汽压力偏低的主要原因是给水压力低、主蒸汽流量大及燃烧调整不当，运行人员可采取措施提高给水流量和增大燃料量。

2.2 冷端参数

火电厂蒸汽冷端参数指凝汽器压力 p_1 和汽轮机排汽温度 t_1 ，凝汽器压力的变化对火力发电厂的热经济性影响很大。

凝汽器压力与汽轮机排汽参数、排汽量、凝汽器冷却水量、冷却水温、凝汽器面积、凝汽器清洁状况有关，在排汽

量和冷却水温一定时，增大冷却水量可以降低凝汽器压力，使汽轮机输出功率增大。合理的凝汽器压力是根据冷却水系统、末级叶片尺寸、凝汽器面积和投资费用等因素进行技术经济比较后确定。表16.6-3给出了我国火力发电厂常用的凝汽器压力等参数。

表 16.6-3 我国火力发电厂常用的凝汽式机组凝汽器压力

冷却水年平均温度 (℃)	凝汽器压力 (kPa)
20	5~6
27	7~8

300MW 机组凝汽器压力每升高 1kPa，机组热耗率约增加 0.8%，发电煤耗约升高 2g/kWh，功率约减少 2.2MW。凝汽器压力的偏差对热耗率的影响为 13.1~83.8kJ/(kWh·kPa)，平均约 63.6kJ/(kWh·kPa)。据统计，我国 300MW 机组凝汽器运行压力比设计值约高 3kPa，使机组煤耗增加 6g/kWh。表16.6-4给出了几种典型机组凝汽器压力变化对热耗率的影响量。

表 16.6-4 凝汽器压力升高 1kPa 对热耗率的影响量

机组型号	N200	N300-16.7/538/538	N600-16.7/538/538	N600-24.2/566/566
热耗率增加 (kJ/kWh)	34.2	66	62	61

机组运行中，可能造成凝汽器压力偏高的原因有空气漏入、凝汽器负荷过大、凝汽器管积垢、循环水流量低，以及由于环境条件改变或冷却塔性能变化造成的循环水入口温度升高。运行人员可采取的措施有：增加循环水流量；投入备用真空泵；真空系统查漏；投入备用循环水泵；若有备用的冷却塔小室则将其投入运行。检修时可采用消除凝汽器漏真空、修理热力系统隔离阀、清洗凝汽器、修理循环水出口控制阀、修理冷却塔等维护措施来改善凝汽器真空。

2.3 给水温度

热力发电厂蒸汽动力循环的热源为高温烟气，其放热过程不是恒温的，循环热效率低的主要原因是蒸汽吸热过程的平均温度较低，致使烟气与蒸汽之间的换热温差较大，换热不可逆损失较大，做功能力损失较大。因此，提高蒸汽动力循环热效率的根本途径是提高工质吸热过程的平均温度及减少冷源损失，采用给水回热循环，提高给水温度是改进吸热过程的有效方法。

工质的吸热过程分预热、沸腾和过热三个阶段，其中，水从预热到沸腾的吸热过程在三个阶段中温度最低。回热循环利用已在汽轮机中做过功的蒸汽，通过给水回热加热器加热给水，提高给水温度，从而提高了给水在锅炉内吸热的平均温度，同时减少了凝汽器中的冷源损失，使抽汽的热量得到充分利用，从而提高了循环效率。据有关技术资料统计，300MW 机组给水温度提高 1℃，热耗率平均降低 1.9kJ/kWh。

在其他条件不变的情况下，给水回热温度越高，回热级数越多，则回热循环效率也将越高。但随着回热级数的增加，每级回热循环热效率的增加值越来越小。

影响给水回热循环热经济性的主要参数是回热给水焓增的分配、最佳给水温度和回热级数。按给水焓增的平均分配法，最佳给水温度 $t_{\text{给}}^{\text{优}}$ 为

$$t_{\text{给}}^{\text{优}} = (t_{\text{bo}} - t_c) / 2 \tag{16.6-26}$$

式中： t_{bo} 为主蒸汽温度，℃； t_c 为凝结水温度，℃。

采用回热提高给水温度能够提高热经济性，但是需要采用回热加热器，增加了设备投资和运行成本，因此要通过综合的技术经济性分析来确定最佳给水温度和回热级数。表 16.6-5 为一般汽轮机所采用的给水温度。

表 16.6-5 汽轮机所采用的给水温度

主蒸汽压力 (MPa)	主蒸汽温度/ 再热蒸汽温度 (℃)	回热级数	给水温度 (℃)	相对内效率提高 (%)
8.83	535	6~7	210~230	11~13
12.75~13.24	535/535 550/550	7~8	230~250	14~15
16.18	537~565/517~565	8~9	250~270	15~16
23.6	537~565/537~565	8~9	270~280	

经济上最有利的给水回热级数和给水温度主要取决于燃料价格和设备投资，并与主蒸汽参数、机组容量和设备利用率等因素有关。表 16.6-6 给出了部分国产机组的给水回热加热级数和给水温度。由表 16.6-6 可见，对大型机组给水回热加热级数一般为 7~8 级，给水温度为 240~280℃。

表 16.6-6 部分国产机组的回热级数和给水温度

机组型号	N125	N200	N300	N600
功率 (MW)	125	200	300	600
主蒸汽压力/主蒸汽温度/再热蒸汽温度 (MPa/℃/℃)	13.2/535/535	12.7/535/535	16.7/538/538	16.7/538/538
回热级数	7	8	8	8
给水温度 (℃)	239	246	275	273

2.4 加热器端差

给水加热器的设置是根据等焓分配原则结合电厂投资成本，经综合技术经济比较确定的，因而具有最佳经济性。加热器是否运行以及其运行性能，将直接影响到机组热经济性。例如：300MW 机组若解除高压加热器，将使热耗率增大约 286J/kWh，并且还将使得锅炉部分受热面的运行参数偏离设计值较多，导致设备故障率上升。

从给水回热加热的热力过程来分析，由于存在加热器端差，引起回热过程熵增，导致可用能损失，从而削弱了回热效果。

加热器上端差增大，加热器出口给水温度降低，造成给水在更高一级加热器内吸热量增大，高压抽汽量增大，机组出力降低，热经济性下降。若再热之前的高压加热器上端差增大，不但会影响机组出力，还将影响机组循环吸热量。

加热器疏水端差（下端差）增大，造成本级加热器抽汽流量增大，疏水焓提高，下一级加热器抽汽流量略有减少，综合作用之下，机组出力降低，热经济性下降。

300MW 机组回热系统一般采用三台高压加热器、四台低压加热器以及一台除氧器，各加热器上端差和下端差增加 1℃ 对热经济性的影响见表 16.6-7。

表 16.6-7 300MW 机组加热器端差增加 1℃ 对热耗率的影响量

项 目	单 位	1号高压加热器	2号高压加热器	3号高压加热器	5号低压加热器	6号低压加热器	7号低压加热器	8号低压加热器
上端差	kJ/kWh	1.8	1.0	0.86	1.2	1.1	0.7	1.1
下端差	kJ/kWh	0.09	0.17	0.34	0.06	0.06	0.15	0.23

造成加热器端差偏差的原因有：加热器水位变化、抽汽管道压降变化、通过加热器的凝结水或给水流量变化、加热器导向板泄漏、加热器内存在不凝结气体、加热器管子积垢。可采取的措施有：优化加热器水位、改善和优化加热器排气、消除导向板泄漏、清洗加热器管束。

2.5 系统泄漏

热力发电厂在各负荷下，水、汽系统都有其正常的循环回路，实际运行中，这些循环回路中可能有水、汽等工质发生内漏和外漏，外漏工质所具有的能量完全损失。内漏工质未通过正常热力系统，其能量未得到利用或被降级利用，这两者都将影响机组的热经济性。

这些潜在的泄漏点分布范围极广，使得有大量的能量从系统中泄漏，而未得到利用，统计表明大部分电厂对热力系统的查漏和堵漏工作还有待提高。

根据经验，在相同负荷下实际热耗率明显高于考核试验结果时，通过恰当的热力系统检漏和堵漏工作，节能效果十分显著。对于国产 300MW 机组，系统泄漏造成的机组煤耗增大为 5~10g/kWh，表 16.6-8 给出了某电厂 2×330MW 机组节能评估期间热力系统泄漏对机组热耗率和发电煤耗的影响量。

表 16.6-8 热力系统泄漏对机组热耗率和发电煤耗的影响量

泄 漏 部 位	泄漏量	1 t/h 泄漏量对热耗率的影响	热耗率影响量	发电煤耗影响量
	t/h	(kJ/kWh)/(t/h)	kJ/kWh	g/kWh
主蒸汽母管疏水泄漏	0.30	8.36	2.51	0.1
冷再热蒸汽母管疏水泄漏	2.47	6.10	15.05	0.6
再热蒸汽母管疏水泄漏	4.60	7.63	35.11	1.4
再热蒸汽支管疏水泄漏	5.59	7.63	42.63	1.7
各加热器危急疏水泄漏	29.25	0.60	17.55	0.7
除氧器放水门泄漏	5.65	0.44	2.51	0.1
六段抽汽止回阀后疏水泄漏	3.19	1.89	6.02	0.24
辅助蒸汽供轴封汽动阀前疏水泄漏	1.33	5.26	7.02	0.28
辅助蒸汽至除氧器疏水泄漏	1.33	5.26	7.02	0.28
高压旁路泄漏	0.75	8.36	6.27	0.25
低压旁路泄漏	1.15	7.63	8.78	0.35
轴封溢流量增大	0.49	5.17	2.51	0.1
合 计			153	6.1

消除热力系统泄漏的唯一有效办法是定期对热力系统进行检查，查明机组热力循环中存在的泄漏部位，并根据情况安排检修处理。

2.6 减温水量

维持稳定的汽温是保证机组安全经济运行所必需的，喷水减温由于具有结构简单、调温有效快捷等特点而成为汽温调节的一个主要手段。火电机组通常都配有过热减温水和再热减温水。

过热减温水按来源可分为给水泵出口分流和末级加热器出口分流两种。当过热减温水来自给水泵出口的分流，则由于减温水不经过高压加热器，直接进入锅炉，使得高压加热器抽汽量减少，机组回热程度降低，且喷水循环的不可逆性

大于主循环，同时过热减温水直接在锅炉吸收热量比流经高压加热器后从锅炉吸收热量多，导致机组经济性下降，热耗率升高，煤耗相应增大。表 16.6-12 为过热减温水来自给水泵出口的分流时对机组热耗率和发电煤耗的影响。如果过热减温水来自末级加热器出口的分流，则对机组热经济性影响较小。

再热器减温水一般来自给水泵的中间抽头，对机组经济性影响较大。因为首先用再热减温水调节再热汽温的热力过程是个非再热的中低参数循环，其循环热效率远低于高参数的主循环；其次再热减温水也没有经过高压加热器，机组回热程度降低，被排挤的蒸汽在汽轮机做功后进入凝汽器与循环水交换热量，机组冷源损失增大，影响机组热效率。因此，再热减温水一般作为事故备用调节手段，机组正常运行时，应尽量少投。

过热器减温水和再热器减温水流量对机组热耗率和发电煤耗的影响见表 16.6-9。

表 16.6-9 1t/h 减温水流量对机组经济性的影响

机组容量 (MW)	影响热耗率(kJ/kWh)		影响发电煤耗(g/kWh)	
	过热器 减温水	再热器 减温水	过热器 减温水	再热器 减温水
N200-12.75/535/535	0.31	2.80	0.011	0.104
N300-16.7/537/537	0.32	1.73	0.012	0.065
N60-16.7/537/537	0.16	0.87	0.006	0.032

2.7 排烟温度

排烟温度是指锅炉最末级受热面出口处的平均烟气温。排烟温度与锅炉负荷、炉膛出口过量空气系数、给水温度及炉内各级受热面的清洁程度等因素直接相关。

当锅炉负荷增加时，沿烟气流各级烟温升高，最终排烟温度升高；当锅炉燃料量不变时，炉膛过量空气系数增加时，炉内理论燃烧温度下降，炉膛出口烟温降低，而其后各级对流受热面出口烟温升高，排烟温度升高；当锅炉燃料量不变时，给水温度因回热系统原因而降低时，由于省煤器的传热温压增大，单位吸热量增加，省煤器后烟温下降，排烟温度下降，锅炉效率提高。但此时蒸发量下降，为保持蒸发量不变就必须增加燃料量，当保持蒸发量不变而给水温度降低时，排烟温度大体上为原来数值。炉膛内受热面及其后各级受热面的清洁程度对排烟温度的影响是显而易见的，为保持锅炉运行的经济性，炉膛及对流受热面的吹灰是不可少的。

制粉系统的漏风使通过空气预热器的风量减少；炉膛的漏风不仅减少了通过空气预热器的风量，且使锅炉炉膛内的温度降低，辐射吸热量减少，出口烟温升高；尾部烟道的漏风使受热面的传热温压降低，所有这些都会引起排烟温度的升高。此外，煤种多变，煤质下降，例如，燃煤灰分增加，发热量降低，或因挥发分大大增高而不得不在制粉系统中掺入大量冷风时，也都会使锅炉运行的排烟温度升高。

对于 300MW 及以上容量燃用烟煤锅炉，排烟温度每升高 10~12℃，锅炉效率约降低 0.5%。

2.8 煤粉细度

煤粉细度是指煤粉中一定粒级范围内的颗粒所占的质量分数（以%表示），是评价煤粉质量的指标之一。通常将煤粉样品按规定方法用标准筛进行筛分，煤粉细度可用留在筛子上的剩余煤粉量与总煤粉量的分数表示（例如 $R_{90} =$

20%，筛孔尺寸为 90μm），也可用通过筛子的煤粉量与总煤粉量的分数表示（例如： $D_{90} = 80\%$ 筛孔尺寸为 90μm）。显然，留在筛子上的煤粉越多，表示煤粉越粗，反之表示煤粉越细。发电厂常用 30 号和 70 号两种筛子，即常用 R_{200} 和 R_{90} 表示煤粉细度。对于 R_{90} 相同的煤粉， R_{200} 大者，其含大颗粒煤粉的比例较大，也就是说这种煤粉的均匀性差，反之则表明煤粉的均匀性好。由 R_{90} 与 R_{200} 也可按下式求得煤粉的均匀性指数 n ，即

$$n = \frac{\lg \ln \frac{100}{R_{90}} - \lg \ln \frac{100}{R_{200}}}{\lg \frac{90}{200}} \quad (16.6-27)$$

煤粉细度及其均匀性对锅炉炉内的燃烧和运行性能均有重大影响。随着煤粉细度的降低（变细）煤粉气流的着火温度明显下降，即煤粉在炉内的着火提前，这是因为较细的煤粉具有较大的比表面积，因而可以更快地进行氧化反应和吸收外界热量达到着火。较细的煤粉所需的燃尽时间短，这不仅可使燃烧效率提高，飞灰可燃物降低，还可减小水冷壁的结渣倾向，降低炉膛出口烟温。特别是当煤粉的均匀性指数比较高时，因为煤粉中的粗颗粒减少而更加明显。有计算表明：当煤粉的均匀性指数增加 0.1 时，大型锅炉的效率可提高 0.15%~0.2%；当煤粉细度由 $R_{90} = 21\%$ 降到 $R_{90} = 14.4\%$ 时，效率可提高 0.25%。

煤粉均匀性指数与制粉设备，特别是与粗粉分离器的结构性能有关，若采用动静式旋转分离器，则指数 n 可达到 1.3~1.5。

煤粉细度降低时，磨煤及制粉电耗也随之增加。但有计算及研究表明降低煤粉细度和设法增加其均匀性指数是十分可取的。对褐煤以外的各煤种，一般推荐的煤粉细度为： $R_{90} = 0.5nV_{ad} (\%)$ 。但对燃用一定煤种的最佳煤粉细度，最好通过优化试验确定。

2.9 灰渣可燃物含量

灰渣包括炉底排出的大渣和尾部烟道各处收集的沉降灰和飞灰。各处灰渣的颗粒组成和可燃物（未燃尽炭）的多少均不相同，一般说来，固态排渣锅炉的炉底大渣可燃物含量较高（与煤种、运行工况有关），省煤器和空气预热器下灰斗的沉降灰颗粒较飞灰粗而可燃物含量也较飞灰高，除进行锅炉的性能考核试验时计测炉底大渣可燃物含量外，由于大渣占入炉总灰量的比率仅为 10%~15%，常常只注重飞灰可燃物；液态排渣锅炉的粒化渣可燃物含量常常为零，飞灰颗粒较固态排渣锅炉的飞灰颗粒细，可燃物含量更低。

影响灰渣可燃物含量高低的主要因素主要是煤质特性、煤粉细度和运行配风工况。燃煤挥发分降低、灰分增加和发热量下降都会使灰渣可燃物含量增加，即或不增加或反有所降低，也因灰分增加和发热量下降使这一可燃物引起的热损失增加；煤粉细度增加（即变粗）和均匀性指数下降将直接引起灰渣可燃物含量增加；运行中的配风工况对灰渣可燃物含量的影响也是显著的，炉膛出口过量空气系数下降或炉膛内局部缺风都会使灰渣可燃物含量增加。

2.10 炉膛出口过量空气系数

锅炉送风量或烟道各部漏风量的变化，都会引起过量空气系数的变化。对于现代大型电站锅炉，烟道各部漏风量都比较小，过量空气系数的大小也就反映出送入炉膛内风量的大小。在一定的负荷范围内，当燃料量不变而炉膛出口过量

空气系数增加时, 气体不完全燃烧热损失 q_3 和固体不完全燃烧热损失 q_4 降低。而因排烟温度升高和烟气量的增加, 排烟热损失则始终随过量空气系数的提高而增加, 故而超过合理的过量空气系数时, 将会使锅炉热效率降低。同时, 过量空气系数的提高将使送、引风机的电耗增加。但是, 锅炉在低于最佳过量空气系数下运行是很不利的, 此时, 不仅会使 q_1 、 q_4 大大增加, 还会导致炉膛内受热面结渣和腐蚀, 影响锅炉运行的安全性。

最佳过量空气系数应通过锅炉燃烧优化调整试验获得。锅炉运行在这一过量空气系数下具有最佳的性能, 即兼有热效率高、炉内受热面无严重结渣和腐蚀、汽温调节正常和氮氧化物 NO_x 排放最低的优良性能。对于不同燃料 (特别是燃用不同煤质)、不同负荷时的这一数值是不相同的。对结渣性不强、含硫量又低的高挥发分烟煤, 可采用低过量空气系数运行方式, 此时的最佳过量空气系数在 1.15 左右, 相比于系数为 1.20~1.25 时锅炉效率可提高约 0.3%, NO_x 可降低 15%~20%。但对低挥发分的贫煤和无烟煤, 由于燃尽特性差, 不得不提高过量空气系数运行, 通常, 其最佳过量空气系数大于 1.2。

在高负荷运行时, 可根据燃料性质, 适当降低过量空气系数, 使 q_2 降低, 送、引风机电耗减少。低负荷运行时, 可适当增加过量空气系数, 减少 q_4 , 同时也可弥补低负荷时蒸汽温度偏低的不足。

2.11 空气预热器漏风率

电站锅炉的空气预热器主要是钢管式和回转式空气预热器, 前者的漏风比较小, 后者比较大。大型电站锅炉几乎全都采用回转式空气预热器。近年来, 我国空气预热器的设计、制造和运行水平均有较大的提高, 新机组投运后第一年内的漏风率不超过 6%, 一年后的漏风率不超过 8%。目前, 国产设备的最好水平为第一年内漏风率达 5% 以下。

空气预热器的漏风有两种表示方法, 即漏风系数和漏风率。在 20 世纪 80 年代前, 我国以漏风系数衡量空气预热器的漏风大小, 以后, 随着国外引进技术的采用, 逐渐以漏风率表示为主。漏风系数 Δa 是空气预热器出口烟气的过量空气系数 a'' 与入口 a' 之差, 即

$$\Delta a = a'' - a' \quad (16.6-28)$$

漏风率 L 为漏入空气预热器烟气侧的空气量占进入该烟道的烟气的质量分数 (以 % 表示), 也就是空气预热器出口和进口烟气量之差与进口烟气量的质量分数。按 ASME PTC 4.3-1974 测算漏风率的经验公式, 漏风率与漏风系数的关系式为

$$L = (\Delta a / a') \times 90 \quad (16.6-29)$$

锅炉运行和试验的实践表明, 该关系式是比较准确的, 使用也很方便。

2.12 负荷

负荷对汽轮机组热经济性有较大影响, 一般当机组运行在设计工况下时, 热经济性最好。但是我国电网峰谷差较大, 大机组也在频繁参与调峰运行, 2007 年度全国火电 300MW 级机组竞赛数据表明, 300MW 机组平均负荷率约为 75.29%。

引进型 300MW 机组在运行中有单阀和顺序阀两种控制方式, 在这两种控制方式下, 低负荷运行时又有定、滑压两种不同的运行方式。

机组部分负荷对热耗率的影响可采用下式计算

$$HR_i = X_i HR_n \quad (16.6-30)$$

式中: X_i 为部分负荷对热耗率的修正系数, 一般可根据试验求出; HR_i 为机组实际热耗率, kJ/kWh; HR_n 为机组在 THA 工况下的热耗率, kJ/kWh。

某国产 300MW 机组负荷对热经济性影响见表 16.6-10。

表 16.6-10 国产 300MW 机组负荷对热经济性影响

负荷 (MW)	主蒸汽压力 (MPa)	主蒸汽温度 (°C)	主蒸汽流量 (t/h)	背压 (kPa)	高压缸内效率 (%)	中压缸内效率 (%)	热耗率 (kJ/kWh)
320	16.73	526	1030	6.6	81.4	89.6	8064.2
300	16.53	532	962	6.0	80.5	89.6	8083.1
240	14.79	536	833	4.3	70.5	89.4	8214.2
210	14.63	536	739	3.8	66.5	89.3	8241.2
180	12.03	535	789	4.0	69.0	89.5	8286.5

3 机组优化运行调整

3.1 锅炉燃烧优化调整

锅炉燃烧调整是通过调整锅炉燃料供给、配风参数的调整, 以及对其控制方式的改变等, 保证送入锅炉炉膛内的燃料及时、稳定、连续和完全地燃烧, 并在满足机组负荷需要前提下, 获得最佳燃烧工况的工作。锅炉燃烧工况的优劣对锅炉设备及整个发电厂运行的经济性、安全性以及大气环境保护都有很大影响。现代大型燃煤发电机组, 锅炉效率每提高 1% 将使电厂的发电标准煤耗率下降 3~4g/kWh; 燃烧工况不良可能导致炉膛水冷壁或屏式过热器的严重结渣, 或过热蒸汽/再热蒸汽超温, 或其管壁金属超温, 或在某些特定条件下产生严重的高温腐蚀; 燃烧工况的优劣会影响 NO_x 的排放浓度 (15%~25%), 所有这些都与锅炉燃烧调整是否得当密切相关。所以, 对新投产的锅炉、使用燃料发生较大变化、存在严重的运行故障问题或燃烧设备作了重大改进的锅炉, 都应进行燃烧调整试验。

根据锅炉的实际运行状况, 有如下不同的试验目的:

- (1) 保持燃料及时着火、完全燃烧, 使锅炉在最佳效率下运行。
- (2) 保证锅炉出口的蒸汽参数达到规定数值。
- (3) 组织合理的燃烧工况, 使炉膛火焰中心位置适中, 热负荷分布均匀; 火焰不冲刷炉壁, 避免受热面结渣、超温和设备烧损, 避免引起水冷壁管外部的高温腐蚀; 对液态排渣炉膛还应能保持连续流渣。

(4) 维持正常的水动力工况, 避免因燃烧工况的改变而使汽包水位大幅度波动或局部水冷壁管内出现汽水分层和倒流等。

(5) 尽可能降低排烟中有害的氮氧化物 (NO_x) 浓度。

燃烧优化调整试验的基本内容一般有以下各点:

(1) 在不同锅炉负荷下, 燃料量与燃烧空气量的配比。即过量空气系数的调整, 这是各种锅炉燃烧调整的最基本的内容。

(2) 燃烧器的配风工况。即调整燃烧器的可调参数, 如直流式燃烧器的一、二、三次风量与风速的大小及其相互间的匹配方式, 旋流式燃烧器调风器的开度或轴向位置等。

(3) 煤粉细度的调整。通常只用改变煤粉分离器折向门的开度大小或动态分离器的转速, 来变更煤粉的细度, 而不进行诸如制粉系统的出力, 中速磨煤机的磨辊压力, 筒式磨煤机的钢球装载量等的调整 (这些属专门的磨煤机或煤粉制

备系统的试验调整)。

(4) 各燃烧器之间煤粉分配量的调整。对于中间储仓式制粉系统,就是各给粉机给粉量的调整;对于直吹式制粉系统,除煤粉管道上带有可调缩孔外,运行中无法调整,只能在运行中对煤粉管道内的煤粉进行等速取样试验,然后根据试验结果,在锅炉停运期间改进煤粉分配器或更换均流孔板等(一般要求各燃烧器的粉量不能偏差过大,应控制在 $\pm 10\%$ 的范围内)。

(5) 燃烧器不同组合投运方式。对于直吹式制粉系统,也就是磨煤机组合运行方式。

(6) 为其他目的而进行有针对性的专题燃烧调整试验。如为解决锅炉出力不足,炉内燃烧不稳定,火焰偏斜,水冷壁严重结渣或腐蚀等,以求查明原因及研究可行的改进措施。

锅炉运行中的燃烧调整一般应以燃烧优化调整试验的结果为依据。由于锅炉的负荷、燃料量乃至燃料特性在运行中经常变化,所以燃料量、风量和燃烧器配风工况调整是日常运行中最频繁的燃烧调整工作。

对过量空气系数的调整,20 世纪 60 年代以前,一般以测量烟气中二氧化碳含量为依据,60 年代起,电站锅炉的燃烧调整均以烟气中氧量为基准,它不受燃料种类的影响,尽管燃料不同,只要烟气中氧含量相同,过量空气也就相同。近年来,我国对燃煤锅炉的调试,已开始使用烟气成分分析仪,监测烟气中的氧量和一氧化碳含量,对燃尽特别容易的高挥发分烟煤可进行燃烧的协调控制。其基本原理是随着风量(O_2)的减少,烟气中的 CO 增加,当风量减少到某一限值时,CO 开始急剧增加,这一点就是燃料的低氧燃烧临界点,当风量控制在该临界点上方附近时,不仅可达到安全、经济运行,也可使烟气中排放的有害物质(NO_x)减少。

3.2 制粉系统优化调整

制粉系统出力及电耗、一次风量及风温、三次风量、煤粉细度及煤粉均匀性、煤粉分配性能等直接影响机组负荷和锅炉经济燃烧,因此,它是制粉系统优化调整的重点。

3.2.1 中间储仓式制粉系统

3.2.1.1 最佳钢球装载量试验

随着钢球装载量的增加,磨煤机单耗逐渐减小,当钢球装载量达到一定数量以后,由于磨煤机内钢球的重心向磨煤机的几何中心移动速度放慢,磨煤机功率与钢球装载系数 ϕ 的关系指数增大,使得磨煤机的单位出力电耗随着钢球装载量的增加而开始增加,这时的钢球装载量称为最佳钢球装载量。

某电厂 380/830 钢球磨煤机钢球装载量的试验曲线如图 16.6-3 所示,从图 16.6-3 中可以看出,磨煤机电流的变化和磨煤机功率的变化曲线基本上是对应的,磨煤机电流随钢球装载量的变化并不成线性关系。

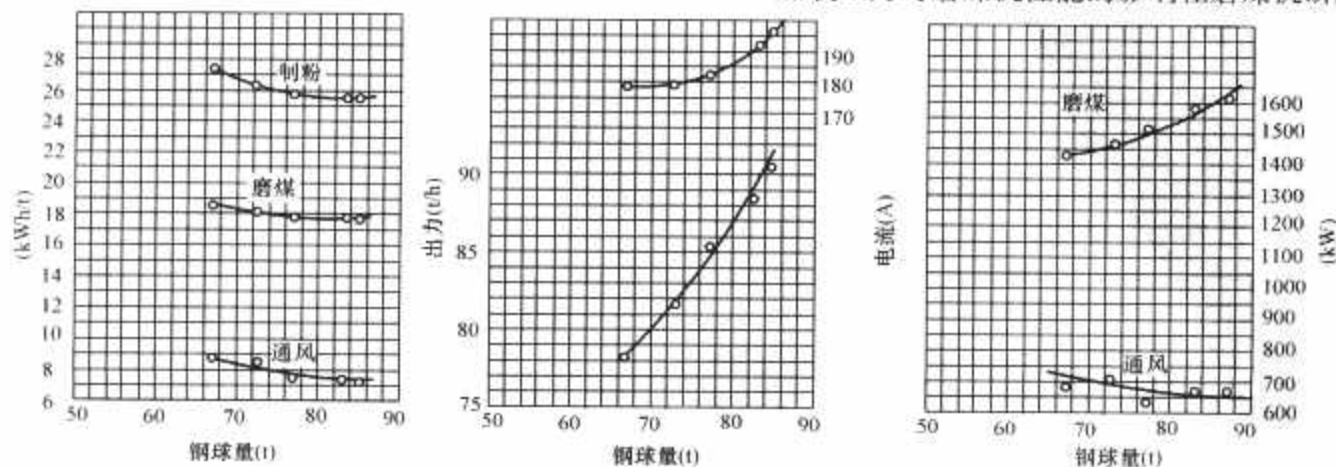


图 16.6-3 最佳钢球装载量试验曲线

推荐的钢球配比基本是按不同球径各 1/3 的比例,此要求对双进双出钢球磨煤机的要求是一致的。对于无烟煤因为考虑它一般可磨度较低,所以采取较小的钢球,以增加研磨面积提高出力。

3.2.1.2 磨煤机最佳通风量和最大出力试验

在 80% 的磨煤机最大出力下,通过不同的通风量得到不同的煤粉细度和制粉电耗,将其折算到设计煤粉细度下,磨煤机的制粉电耗最低时的通风量为最佳通风量。

在最佳通风量下,能维持磨煤机的最大差压和磨煤机的出口温度时的出力为磨煤机的最大出力。

3.2.1.3 粗粉分离器性能试验

现场试验证明,粗粉分离器的入口细度并不随磨煤机的循环倍率而变化(粗粉分离器的入口细度主要取决于磨煤机的自身状况),在粗粉分离器的出入口细度一定的情况下,粗粉分离器效率的计算公式为

$$\begin{aligned} \eta_{\text{cal}} &= \eta_{\text{cla, fi}} - \eta_{\text{cla, cr}} \\ &= \frac{100 - R_{90,2}}{(100 - R_{90,1}) K} - \frac{R_{90,2}}{R_{90,1} K} \\ &= \frac{100 (R_{90,1} - R_{90,2})}{(100 - R_{90,1}) R_{90,1} K} \end{aligned} \quad (16.6-31)$$

由式 16.6-31 可见,循环倍率 K 越低,粗粉分离器效率(η_{cal})越高。循环倍率低时,将有较高的细粉带出率($\eta_{\text{cla, fi}}$),同时,也有较高的粗粉带出率($\eta_{\text{cla, cr}}$)。在煤粉细度一定的情况下,较高的粗粉带出率将引起煤粉均匀性下降,由此提出了最佳循环倍率的概念,即磨煤机运行时,既有较低的循环倍率,同时在此循环倍率下煤粉又具有适合该煤种的煤粉均匀性。煤的挥发分越低,要求的循环倍率越高,以提高煤粉的均匀性。对于贫煤,最佳循环倍率为 2.2。在分离器入口细度为 $R_{90} = 40\%$,出口细度为 $R_{90} = 10\%$ 的情况下,根据粗粉分离器效率的计算公式可以计算出,此时粗粉分离器的效率为 $\eta = 56.8\%$ 。

3.2.2 直吹式制粉系统

3.2.2.1 制粉系统通风量测速管标定试验

直吹式制粉系统的风量分配需要在一次风管道上在含粉状态下进行测量。目前我国制粉系统含粉气流的测量中,最常用的测速管是 BS-1 型靠背式测速管,因为这种测速管在短时间的测量中不会堵塞,而且它不需要进行含粉气流浓度对测量动压的修正,使用比较方便。但是需要对其速度系数在被测管道中在纯空气下进行标定。测速管速度系数的标定可以和表盘流量显示的标定同时进行。

3.2.2.2 分离器挡板特性试验

在 80% 的磨煤机最大出力和相应的通风量下,通过分离器挡板开度的调整得到所需要的设计煤粉细度。

3.2.2.3 中速磨煤机加载压力试验

加载压力对磨煤机性能的影响在磨煤机研磨件磨损初期

时表现并不明显。在磨煤机研磨件磨损中后期时,只有适当的增加加载压力才能维持磨煤机的设计出力和煤粉细度,需要通过试验确定合适的加载压力。

3.2.2.4 中速磨煤机磨辊与磨盘的间隙调整试验

对于 HP (RP) 磨煤机,在研磨件为新状态时,磨辊与磨盘的间隙调整为 4mm。根据试验经验,此间隙在 20mm 以内对磨煤机的性能并无多大影响,但当间隙超过 20mm 以后,由于磨辊的提升高度减小明显,影响磨煤机的加载压力,此时磨煤机研磨件也有一定的磨损量,磨煤机的出力有明显的下降。此时需要对磨辊与磨盘的间隙进行调整。

3.2.2.5 磨煤机出力特性试验

关于中速磨煤机最大出力的衡量标准,除了煤粉细度要求符合设计细度外,还要求磨煤机的差压和石子煤量符合要求。磨煤机的设计差压在磨煤机的说明书中或磨煤机的系列表中已有所明示。对于石子煤量,如果大于额定出力的 0.05% 或发热量大于 6.27MJ/kg 时,磨煤机属非正常运行工况。在对中速磨煤机进行考核时,应同时对石子煤进行数量和发热量的测量和分析,至少要将热损失控制在 0.05% 以下。

风扇磨煤机的最大出力表现为在设计的磨煤机入口温度下得到合适的磨煤机出口温度,同时磨煤机的通风量保持稳定时的最大出力。

3.2.2.6 煤粉分配性能试验

除了在纯空气下调整一次风管道上的缩孔使一次风煤粉管道速度均匀外,在运行中通过调整一次风管道上的缩孔,还可以使煤粉分配的均匀性得到进一步的改善。

3.2.3 关于煤粉取样

正确的煤粉取样是磨煤机性能试验成功的基础。在直吹式制粉系统的试验中,我国常用平头式和弯头式两种取样装置。它们都是静压零位等速取样装置。对于目前我国采用的在两个直径方向上的取样其精度已足够。在进口机组中,往往带有自喷式的煤粉取样装置。在电厂的试验中曾经做了和我国使用的平头式煤粉等速取样管的对比试验,结果表明,自喷式的煤粉取样比等速取样偏细 3%~8%,在 Rosin-Rammrer 的坐标图上,自喷式的煤粉样细度不成线性,平头式的煤粉等速取样装置所取煤粉样线性程度显著,表明所取煤粉样具有较好的代表性。

3.3 蒸汽吹灰优化控制

3.3.1 蒸汽吹灰优化控制原理

3.3.1.1 锅炉受热面污染在线监测

锅炉受热面污染程度在线监测是蒸汽吹灰优化控制的基础,热平衡法是污染在线监测的主要方法。一般通过测量省煤器出口或空气预热器入口烟温,利用烟气侧放热量与蒸汽(水)侧吸热量的平衡推算其他各处烟温及热流,根据热流或传热系数的变化诊断积灰状况。

常用的表征受热面灰污状态的指标主要有灰污热阻 R_f 、传热有效度比 ϕ 、洁净因子 CF 等,现以应用较为广泛的洁净因子为例说明其监测原理。

洁净因子是受热面的实际吸热量与清洁受热面吸热量的比值为

$$CF = \frac{Q_{\text{actual}}}{Q_{\text{ideal}}} \quad (16.6-32)$$

CF 为无量纲数。当受热面完全清洁时 $CF=1$, 否则 $CF<1$ 。 CF 越小表示受热面沾污越严重。实际应用中常采用 K_{actual} 和 K_{ideal} 代替 Q_{actual} 和 Q_{ideal} 。其中, K_{actual} 为受热面

实际传热系数,根据受热面工质侧的吸热量和对数传热温差求出; K_{ideal} 为受热面理想传热系数,根据苏联 1973 年热力计算标准计算得到。

某典型对流受热面吹灰前后洁净因子的变化趋势如图 16.6-4 所示。锅炉吹灰前,随着积灰时间的增长,受热面洁净因子(洁净程度)呈指数形式不断下降;吹灰时,洁净因子迅速上升并达到较高水平;吹灰后再次恢复按指数形式下降的规律。

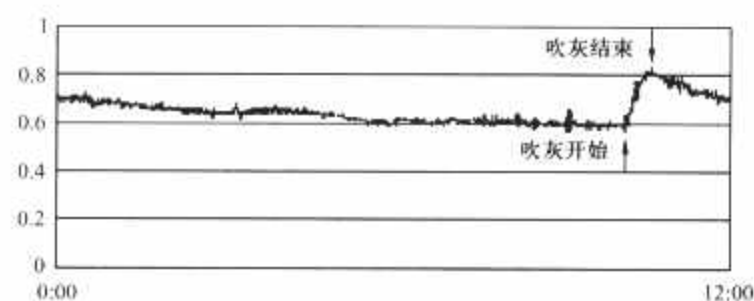


图 16.6-4 典型对流受热面洁净因子吹灰前后变化趋势

3.3.1.2 蒸汽吹灰优化

蒸汽吹灰优化以提高机组运行经济性为主要目标,以吹灰安全性与汽温协调控制等需求为强制约束条件,通过权衡蒸汽吹灰带来的传热效率的提高与吹灰蒸汽能量、质量损失之间的关系确定合理的吹灰频率及吹灰时机。

假定吹灰枪以固定的速度向前推进/向后退出,且吹灰所用蒸汽温度与压力恒定,则在某一确定的时间段内,无论进行多少次吹灰,每次吹灰的消耗 Q_{loss} 相同,即吹灰支出 Q_{out} 与吹灰频率为线性关系。而在同样的时间段内,吹灰次数越多,吹灰对传热效率提高的贡献越大,但随着吹灰次数的增加,吹灰收益的增长越来越慢,如图 16.6-5 所示。

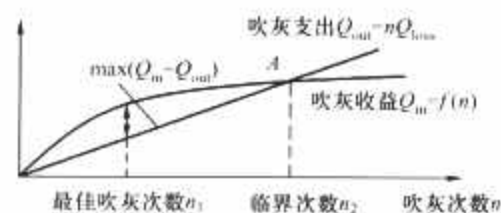


图 16.6-5 吹灰净收益与吹灰频率的关系

图 16.6-5 中 A 点为临界点,当吹灰次数超过临界次数 n_2 时,吹灰净收益为负值,显然不经济。优化吹灰的主要目标就是要在 $0 \sim n_2$ 内寻找一个最佳点,使得此时吹灰净收益最大 ($Q_{\text{net}} = Q_{\text{in}} - Q_{\text{out}}$)。不同受热面的最佳吹灰频率不一定相同。

最佳吹灰频率的理论求解涉及微积分计算,过程非常复杂,因此实践中通常采用设定“临界清洁程度”的方法代替。当某受热面实际清洁度低于其临界清洁程度时,对该受热面吹灰。临界清洁程度根据大量历史运行数据经经济性计算分析后离线确定,在线运行时根据机组特性进行适当修正。到目前为止,临界清洁程度的确定仍然带有较强的主观性,尚未形成统一的原则与标准。

3.3.2 蒸汽吹灰优化控制的实施

火电厂燃煤锅炉蒸汽吹灰优化控制可按以下步骤实施:

(1) 吹灰器分组。将吹灰器按照吹扫区域和吹扫效果合理分组。

(2) 根据锅炉的运行特性,确定吹灰优化的强制性约束条件。约束条件包括:①吹灰器动作频率的安全上限与下限;②主蒸汽和再热蒸汽温度高于/低于某设定值时分别动作哪些吹灰器或吹灰器组;③排烟温度高于/低于某设定值时,启动/禁止启动哪些吹灰器或吹灰器组;④其他需要考

考虑的强制性约束条件。

(3) 根据受热面结构、烟气与蒸汽流程,建立污染在线监测模型,并调试确认模型的准确性。

(4) 采集大量历史运行数据,离线计算后初步确定临界洁净因子。

(5) 吹灰在线优化。

1) 在线计算所有受热面的实际洁净因子(m 为主要受热面数量,下同),即

$$CF_i = (CF_1, CF_2, \dots, CF_m) \quad (16.6-33)$$

2) 在线调整所有受热面的临界洁净因子,即

$$CF_i^* = (CF_1^*, CF_2^*, \dots, CF_m^*) \quad (16.6-34)$$

3) 比较临界洁净因子与实际洁净因子之差,即

$$\Delta CF_i^* = (CF_i^* - CF_i) \quad (16.6-35)$$

4) 判断受热面是否需要吹灰,并确定吹灰顺序。当实际洁净因子小于临界洁净因子时,产生吹灰需求,并且差值较大的受热面首先被吹扫,即

$$S = \{i; \Delta CF_i^* > 0\} \quad (16.6-36)$$

5) 判断此时是否有强制约束条件被触发,根据被触发的强制约束条件对吹灰需求进行调整,得出最终优化结果。

6) 吹灰程控机构执行优化结果。

3.4 汽轮机组运行方式优化

3.4.1 汽轮机运行优化的目的

汽轮机组运行优化主要是从运行角度入手,对机组运行方式和参数进行调整,使其始终保持在最佳运行状态。维持机组最佳运行状态的主要手段包括两个方面,一是通过试验寻求机组在各种负荷范围内最佳运行方式;二是将试验结果用于自动控制系统的参数整定,优化运行方式。

在大容量的火电机组中,运行的设备众多,运行参数复杂,影响机组运行经济性的因素有机组本体性能,有配套辅机的运行性能,也有运行人员的经验等。如何协调这些因素,使其保持在最好和较为经济的运行水平,就成为火电机组运行管理所探索的新课题。

通过汽轮机运行优化,寻求机组在负荷变化范围内最佳运行方式,可使机组始终在最优状态下经济运行,达到最大限度地降低运行成本。

3.4.2 汽轮机运行优化的主要内容

(1) 通过试验确定汽轮机定压、滑压运行负荷范围,及相应滑压运行时最佳的蒸汽参数,绘制汽轮机组的定、滑压运行曲线,以获得机组在全负荷范围的最佳运行方式。

(2) 在汽轮机组运行优化的同时,确定给水泵组的最佳运行方式,主要包括两个方面:一是通过不同负荷定、滑压运行方式下的泵组效率和耗汽量的测量,确定汽动给水泵组的最佳运行参数和运行方式;二是根据单台汽动给水泵裕量较大的特点,在低负荷时进行电动给水泵和汽动给水泵不同备用方式试验,以获得较高的运行经济性。

(3) 机组尽可能采用滑压运行方式,以减少调节汽门节流损失,提高循环效率。

3.5 冷端系统优化

汽轮机冷端系统主要设备有凝汽器、循环水泵、抽气设备等。冷端运行优化就是对上述设备的运行方式进行优化调整,达到最大限度地提高机组出力、降低厂用电率,使得机组在最佳排汽压力下运行,进而降低机组的供电煤耗。冷端运行优化一般通过试验获得相关数据,通过技术经济比较确定循环水泵、真空泵等的最佳运行方式。

汽轮机及所属辅助设备、系统运行正常、抽气设备工作正常、机组真空严密性必须在合格的范围内、凝汽器冷却管维持一定的清洁度是冷端优化试验结果对实际运行具有指导意义的前提条件。当抽气设备工作特性、真空系统严密性、凝汽器冷却管清洁度变化较大时,应重新进行冷端运行优化试验。

3.5.1 冷端运行优化调整试验的内容和方法

3.5.1.1 汽轮机出力和排汽压力的关系

汽轮机出力和排汽压力的关系可以通过汽轮机微增出力试验得出,也可以根据制造厂给出的排汽压力对汽轮机出力的修正曲线查得。

汽轮机微增出力试验的两种方法:一种是在凝汽器冷却水温度较低的情况下,通过调整凝汽器冷却水流量或向真空系统放入空气来改变汽轮机排汽压力,进行汽轮机不同负荷点(日常运行的几种机组负荷)的微增出力试验,得出汽轮机出力和排汽压力的关系;另一种方法是在某一负荷点下,保持汽轮机调节阀开度不变,机组运行控制方式由机炉自动控制改变为机炉手动控制方式,进行机组真空严密性试验,记录排汽压力和机组的出力即可。后一种方法能有效地避免初参数和系统的变化对试验结果的影响。

3.5.1.2 凝汽器变工况性能

凝汽器变工况性能反映了机组在某一负荷和不同冷却水进口温度下,不同冷却水流量与凝汽器压力(汽轮机排汽压力)的关系。不同冷却水流量是指机组循环水系统日常运行能提供的几种运行方式下的流量。不同冷却水进口温度是指机组常年运行冷却水温度的变化范围。

3.5.1.3 凝汽器冷却水流量与循环水泵耗功关系

凝汽器冷却水流量与循环水泵耗功关系就是在可能的循环水泵运行方式下,测量凝汽器冷却水流量和循环水泵总耗电功率。

对于扩大单元制循环水系统的机组(两台机组循环水母管有联络门,每台机组配套两台定速循环水泵),循环水泵的运行方式有两机两泵、两机三泵和两机四泵三种运行方式。

对于单元制循环水系统的机组(每台机组配套两台双速循环水泵),循环水泵的运行方式有一台低速泵、两台低速泵、一台低速泵和一台高速泵、一台高速泵、两台高速泵等多种运行方式。

对于全厂循环水母管制的机组,应综合全厂所有机组需要的水量分配来决定循环水泵的运行方式。

总之,循环水泵的配套方式无论怎么变化,循环水泵的运行方式种类的确定,应符合循环水系统的实际情况和确保机组安全运行。

3.5.1.4 抽气设备运行状态优化调整

抽气设备的优化调整主要是在夏季循环水温度较高时,通过改变冷却水的温度达到降低工作水温度,进而提高抽气设备的抽吸能力。抽气设备运行优化的前提是必须有低温的冷却介质。低温的冷却介质一般有地下水、中央集中空调的工作水等。

3.5.2 冷端运行优化的技术经济比较方法

3.5.2.1 机组净出力比较法

净出力比较法是在不同的凝汽器冷却水进口温度和一定的机组负荷,及对应多种可能的循环水泵运行方式下,汽轮机的出力(发电机功率)减去该循环水泵运行方式下的循环水泵的耗电功率,得到汽轮机的净出力,并对不同循环水泵运行方式下的汽轮机净出力进行比较,取净出力最大值对应的循

环水泵运行方式,即循环水泵的最佳运行方式,此时对应的机组背压就是最佳运行背压。

3.5.2.2 综合煤价和电价比较法

综合煤价和电价比较法是适应目前电厂 AGC (自动发电控制系统) 调度模式,确定循环水泵最佳运行方式和机组最佳运行背压的另一种技术经济比较方法。具体做法就是以不同的凝汽器冷却水进口温度和一定的机组负荷,及对应多种可能的循环水泵运行方式下,锅炉消耗的煤折算成货币量减去循环水泵耗电量折算成的货币量,得到净的货币价值,并对不同循环水泵运行方式下的净的货币价值进行比较,取最大值对应的循环水泵运行方式,即循环水泵的最佳运行方式,此时对应的机组背压就是最佳运行背压。

一般情况下,综合煤价和电价比较法得出的机组最佳运行背压和循环水泵最佳运行方式将取决于不仅与净出力比较法得出的结果有关,还与燃煤价格和上网电价有关。

3.6 负荷优化分配

3.6.1 负荷优化分配范畴

负荷优化分配分为发电侧和电网侧,电网侧负荷优化调度主要考虑的是电网的频率稳定性和安全性。

3.6.1.1 电网侧负荷优化调度

电力系统的 EMS (能量管理系统) 中有一重要组成部分是 AGC (自动发电控制系统),主要功能就是为参与 AGC 调节的发电机组实现负荷调度。在电力生产调度过程中:

(1) 参与单机报价的机组负荷是按申报负荷曲线运行的,AGC 的主要作用是对参与 AGC 的机组实现电网调频。通常,AGC 系统包括 LFC (负荷频率控制)、EDC (经济调度) 和 RM (备用监视) 三部分。LFC 的首要任务是调节系统频率到期望值,并维持互联电力系统间的净交换功率为计划值,其次是驱使机组通过 AGC 控制达到计划最佳负荷,以使生产费用达到最小。机组的最佳负荷域 (经济基点) 和各机组的经济参与系数由 EDC 程序根据最小边界余量费用算法 (等效于等微增成本算法) 计算得到,提供给 LFC。

(2) 对于没有参与单机报价的机组 (含没有以全厂参加报价机组),调度指令直接发到运行值长处,然后由值长根据运行经验调度各机组负荷分配。

(3) 对于是以全厂参加报价的机组,涉及全厂机组间负荷优化分配的问题。可见,从发电侧角度考虑,不论是否是以 AGC 或以单机 (全厂) 调度的机组均存在机组之间的负荷优化分配,这属于发电侧负荷优化分配。

3.6.1.2 发电侧负荷优化分配

当前决定发电侧负荷分配的主要是发电机组的日有功经济调度,它涉及上网电价模式、最优机组组合即优化组合、最优开停机计划即优化启停、机组经济负荷分配,以及水电厂和火电厂的分解优化等。

当电网侧的 AGC 或计划调度指令下达给发电侧后,如何以机组运行特性为基础,按照优化分配原理实现机组经济负荷分配,从而降低电厂能耗,实现电厂运行优化。

机组之间负荷经济分配是建立在给定全厂总负荷的前提下,实施机组之间的优化分配的功能,达到全厂运行在最佳工况下的目的。据国内外统计资料表明,实现经济负荷分配可节约 0.1%~1.5% 燃料量。

3.6.2 负荷优化分配数学模型

3.6.2.1 目标函数的选取

(1) 以汽耗量和热耗量作为目标函数,从理论上讲,使

用该项指标均能在一定程度上反映机组性能的优劣,但都不能全面衡量一个电厂总的经济性。

(2) 以供电成本作为目标函数,供电成本是体现机组经济性的综合性指标,它能全面准确地反映机组性能,但是由于供电成本的影响因素较多,除了煤耗费用外,还必须考虑设备折旧费、劳动力费等。在一般情况下,这些费用难以准确估计,且随市场价格而变,所建模型易于失真。另外,在以供电成本为目标函数的数学模型中,往往包含大量的微分方程,导致求解困难。

(3) 以供电煤耗量 (标准煤耗量) 作为目标函数与以供电成本为目标函数相比,虽不尽合理,但避免了其他费用的估计误差,简化了数学模型,使其数学求解简单,结果可靠,特别当其他费用比较固定,且随机组负荷变化不大时,则煤耗量与负荷的关系就十分近似于供电成本与负荷的关系。

3.6.2.2 实时分配模型

设全厂有 G 台机组投入运行,AGC 或电网调度给定的全厂总负荷为 D 。全厂负荷的经济分配就是将总负荷 D 合理地分配到 G 台并联运行的机组上,使得全厂总的运行煤耗量最小。

3.6.2.3 机组优化启停模型

机组负荷经济分配是在不考虑机组启停限制和启停耗量等条件下进行的,所得到的运行方案只是某一段时间上机组运行耗量之和的最小值。而优化启停则考虑了机组启停时间和启停耗量。

3.6.2.4 机组煤耗特性

负荷优化分配结果的准确性在于机组煤耗特性是否能真实反映机组的热力特性和采用的优化计算方法。火电机组热力特性变化规律的试验和分析研究是确定火电机组负荷、优化分配所需特性曲线的关键技术。

机组煤耗特性与汽轮机热耗率、锅炉效率和厂用电率等关系表示为

$$F_i = \frac{HR_i P_i}{29.308 \eta_{br} \eta_{pi} (1 - \zeta_i)} \quad (16.6-37)$$

式中: F_i 为第 i 台机组的供电煤耗量; HR_i 为第 i 台机组的汽轮机热耗率, kJ/kWh ; η_{br} 为第 i 台机组的锅炉效率, %; η_{pi} 为第 i 台机组的管道效率, %; ζ_i 为第 i 台机组的厂用电率, %; P_i 为第 i 台机组的负荷, MW 。

(1) 汽轮机热耗率。汽轮机热耗率 HR_i 是衡量和评价汽轮机经济性的一个重要指标,汽轮机的热耗通过汽轮机的性能试验来确定。众所周知,在相同的背压下,负荷不同,汽轮机的热耗率不同。影响汽轮机经济性的各种因素中背压往往占较大的比重。综上所述,汽轮机的热耗率是负荷 P_i 和汽轮机排汽压力 p_{ki} 的函数,即

$$HR_i = f_{HR,i} (p_i, p_{ki}) \quad (16.6-38)$$

式中: p_{ki} 为汽轮机排汽压力。

(2) 锅炉效率。锅炉效率是衡量和评价锅炉经济性的一个重要指标。同样,在同一种煤种下,锅炉实际运行效率与机组负荷和环境温度有关。可以用下式表示

$$\eta = f_{\eta,br} (P_i, t) \quad (16.6-39)$$

式中: t 为环境温度。

(3) 厂用电率。厂用电率主要与辅机的运行台数和其运行方式有关,即

$$\zeta = f_{\zeta} (P_i, K_i) \quad (16.6-40)$$

式中： K_i 为辅机的运行台数和其运行方式。

3.6.3 负荷优化计算方法

目前用于负荷优化分配的优化计算方法有等微增率、非线性规划、动态规划、遗传算法和基于人工智能等的计算方法。表 16.3-11 列出了这几种方法的优缺点和适用范围。

表 16.6-11 负荷优化分配常用方法及比较

序号	优化方法	适用范围	优 缺 点
1	等微增率	要求煤耗特性曲线为连续单调	简单易用，对煤耗特性具有间断点和负荷上、下限时处理复杂
2	非线性规划 拉格朗日 松弛法 惩罚函数等	要求机组煤耗特性具有煤耗量与负荷的函数关系（显、隐式）	有成熟的应用软件，克服了维数障碍，机组数目越多，算法效果越好；方法十分灵活。也有一些缺点，由于目标函数的非凸性，用对偶法求解时，存在对偶间隙，需要根据对偶问题的优化解采取一定的措施构造原问题的优化可行解。对处理机组负荷升降率时较为复杂
3	动态规划	既适用于机组煤耗特性具有函数关系，也适用于离散关系	需要构造离散表，计算工作量大，容易陷入维数灾，计算步长较难选择
4	遗传算法	对目标函数没有要求	从理论上来说可以找到全局最优解，可以得到多个可选方案，方法比较灵活，可以考虑多种约束。适合并行处理。缺点是遗传算法本质上属于无约束优化算法。如何处理约束条件将在很大程度上影响算法的效率；由于是随机优化算法，不能保证得到全局最优解，计算量比较大，所需时间长
5	人工智能 Hopfield	对目标函数没有要求	可以处理高维、离散、非凸的非线性问题，并且计算工作量不大

4 经济性运行管理

4.1 运行管理

4.1.1 经济性指标

经济性指标是衡量发电设备运行状况的标志。通常火电厂及设备的主要运行经济性指标见表 16.6-12。

表 16.6-12 火电厂运行主要经济性指标

序号	名 称	序号	名 称
1	锅炉效率	10	吹灰器投入率
2	汽轮机热耗率	11	煤粉细度
3	主蒸汽压力	12	凝汽器真空
4	主蒸汽温度	13	凝汽器端差
5	再热蒸汽温度	14	凝结水过冷度
6	排烟温度	15	真空系统严密性
7	飞灰可燃物	16	加热器疏水端差
8	排烟含氧量	17	高压加热器投入率
9	空气预热器漏风率	18	给水温度

续表

序号	名 称	序号	名 称
19	胶球装置投入率	28	输煤电耗率
20	胶球装置收球率	29	除灰电耗率
21	送风机耗电率	30	全厂供电煤耗率
22	引风机耗电率	31	单机供电煤耗率
23	制粉系统耗电率	32	厂用电率
24	给水泵耗电率	33	发电水耗
25	循环水泵耗电率	34	补水率
26	凝结水泵耗电率	35	汽水损失率
27	公用系统耗电率	36	阀门泄漏率

4.1.2 运行质量分析

运行质量分析分为岗位分析、定期分析和专题分析。

岗位分析是运行值班人员的重要工作内容，值班人员根据运行参数、结合巡检情况对机组的运行状况进行综合分析，发现异常及时调整处理，保证机组安全经济运行。分析的主要内容如下：

- (1) 班中参数和记录的变化及异常情况进行分析。
- (2) 抄表中对仪表指示和记录曲线进行对比和变化趋势分析。
- (3) 巡检中对设备或者系统得异常进行检查分析。
- (4) 在设备启、停过程中对过渡参数和趋势进行分析。
- (5) 在运行方式改变时对安全性、经济性、合理性进行分析。

定期分析是在岗位分析的基础上进行的，一般分为月度、季度、半年、全年和大修前后五种形式。依据本期的各种指标参数、运行曲线和设备运行状况，分析安全性、经济性的变化趋势，找出薄弱环节，提出改进措施。分析的主要内容如下：

- (1) 机组在高、中、低负荷运行工况条件下的安全性、经济性分析。
- (2) 影响机组安全、经济、满发的各种因素分析。
- (3) 机组长期运行造成磨损、变形、老化等规律的分析。
- (4) 设备大小修前后和重大改进前后的分析。
- (5) 安全生产，经济指标，节能措施执行情况、效果及存在问题的分析。

专题分析是在岗位分析和定期分析的基础上进行的，主要是对岗位和定期分析及设备检修中出现的重大问题，技术性强、涉及面广的问题，在厂生产负责人或分场主管组织下进行分析。专题分析的主要内容如下：

- (1) 影响机组安全、经济、满发的薄弱环节和老、大、难缺陷。
- (2) 机组主要参数的变化及重大运行技术问题。
- (3) 分析频发性不安全情况的原因及教训。
- (4) 对金属、绝缘、化学、振动、热工及电气仪表等技术监督的分析。
- (5) 对重大不安全情况的专题分析。

4.1.3 经济运行措施

- (1) 保持主蒸汽压力、主蒸汽温度、再热蒸汽温度、给水温度等参数在规定范围，回热系统正常投入，提高汽轮机冷端性能。
- (2) 按规定进行真空严密性试验，及时发现和消除真空系统泄漏点，保持机组真空良好。加强胶球清洗系统运行管

理，提高凝汽器清洁度。

(3) 降低锅炉排烟温度、锅炉漏风率、飞灰和炉渣可燃物量，优化制粉系统和锅炉燃烧调整，做好吹灰、清焦和锅炉堵漏风工作，提高锅炉效率。

(4) 合理控制入炉风量和煤粉细度等，根据煤质、负荷等因素的变化情况，适时进行锅炉燃烧调整。

(5) 加强燃料管理，严格计量，严格控制入厂煤质。特别是严格监督煤的挥发分、灰分、硫分、结焦特性等。

(6) 严格阀门泄漏管理程序，降低热力设备及系统的内外泄漏，减少工质和热损失。

(7) 提高辅机运行经济性，减少辅机的节流损失，使其尽可能在高效区运行。通过试验确定辅机及其相关系统在不同运行工况下合理的运行方式，努力降低厂用电率。

(8) 严格机炉运行的化学监督，严格控制凝结水硬度、给水溶氧量、给水 pH 值及锅水、蒸汽品质，防止锅炉、凝汽器、加热器等受热面及汽轮机通流部分发生腐蚀、结垢和积盐而导致热力设备运行工况恶化。

(9) 提高机组运行自动化水平，通过自动控制使机组运行参数维持在规定数值。

(10) 保持合理的循环水浓缩倍率，提高除灰的灰水比和废水回收综合利用率。

(11) 加强计量工作，使机炉的运行指标得以定量分析，为设备经济运行提供可靠依据。

(12) 要充分发挥电厂热力试验组的作用，除定期对机组运行进行测试和调整外，还要针对影响机炉运行经济性的项目进行专题的试验和分析。

4.1.4 性能试验

性能试验包括设备和系统的定期试验、性能考核试验、性能诊断试验、运行优化调整试验、大修前后对比试验和专题试验等。各类试验的目的不外乎是：了解掌握设备性能和运行状况，发现问题和缺陷并提出改进意见，调整设备运行方式或者工作状况使其性能最佳。通过不同的试验，最终提高发电设备的安全性、经济性和可靠性。

发挥热力试验在节能降耗中的作用，除按规定完成常规性试验项目外，主要设备和系统在实施重大技术改造前后均应进行性能试验，应定期开展水泵、风机、冷端系统等性能诊断试验，定期测试空气预热器漏风率、设备保温效果等。还应重视有针对性的专项试验，如设备性能诊断试验和优化调整试验等。

火电厂有关经济运行的主要试验项目见表 16.6-13。

表 16.6-13 火电厂有关经济运行的主要试验项目

序号	试验项目	试验内容及目的
1	空气预热器漏风率试验	测定锅炉满负荷运行时的空气预热器漏风率，掌握其漏风状况
2	锅炉排烟温度测试	确定排烟损失
3	锅炉烟气成分测定	根据烟气成分推算出锅炉内实际空气供应量，判断受热面等的漏风程度
4	飞灰、炉渣和沉降灰可燃物含量测量	其含碳量的多少直接影响锅炉燃烧效率
5	锅炉制粉系统性能试验	调整制粉系统运行状态，测试制粉系统最大出力，评定性能特性
6	锅炉燃烧调整试验	根据炉膛结构、燃料特性等，调整可调参数和控制方式，确定锅炉运行的最佳方式和参数，保证安全经济运行
7	煤粉细度试验	确定煤粉细度是否达到经济细度的要求

续表

序号	试验项目	试验内容及目的
8	风机性能试验	在给定转速下测量其流量、压力、功率、效率等，绘制运行条件下的性能曲线，确定经济运行方式和最佳参数
9	电除尘器试验	在额定负荷、燃用煤种条件下测定电除尘器效率和漏风率
10	汽轮机真空严密性试验	测试凝汽器与真空系统的严密性程度，及时发现、处理漏点，提高机组真空
11	冷端系统性能诊断试验	诊断凝汽器、抽气器和循环水系统存在的问题，提高凝汽器真空
12	水泵性能试验	确定水泵的扬程、轴功率、效率与流量的关系，指导经济运行
13	冷却塔性能试验	测定冷却塔的出塔水温和冷却能力
14	机组运行优化试验	在不同工况下调整机、炉及辅助设备与系统的运行方式和控制参数，确定其最佳运行方式和参数
15	管道及本体保温效果测试	测试主蒸汽管道、再热蒸汽管道、给水管道和汽轮机、锅炉本体等的散热损失，为挖掘保温方面的节能潜力提供依据
16	供电煤耗试验	测定锅炉效率、汽轮机热耗率和厂用电率，确定供电煤耗

4.2 燃料管理

4.2.1 技术要求

(1) 入厂煤按煤种、硫分堆放，及时进行入炉煤的工业分析，满足运行人员根据入炉煤种特性进行燃烧调整的要求。对入炉、入厂煤的应用基低位发热量、灰分、分析基挥发分进行监督，逐步实现入炉、入厂煤的在线分析。

(2) 完善入厂煤取样、制样、化验装置，加强入厂、入炉煤的化验。入炉煤应采用机械取样装置，取样方法符合规定。燃料的自动取样制样装置投入率应达 95% 以上，以保证煤质化验的煤样具有代表性。入厂煤采制样和化验人员应经专门培训合格，取样和化验方法应符合规定。建立入炉煤跟班化验制度，并有全面的化验报告。

(3) 加强入厂、入炉煤的计量，燃料必须逐车计量，汽车衡、轨道衡的维护保养良好。配置的入厂、入炉煤及分炉计量装置、实物校验装置应定期进行校验；按规定周期对皮带秤进行实物校验。入炉煤必须通过皮带秤计量，皮带秤应保证准确，入炉煤计量以皮带秤为准，皮带秤精度应不低于 ±0.5%。各计量装置应有定期校验报告，在用计量器具周期受检率要达到 100%。

(4) 根据锅炉性能，合理进行配煤掺烧，以满足稳燃、避免结焦、降低制粉单耗、提高锅炉效率的要求。

(5) 加强煤场综合管理，煤堆要定期倒堆燃用，并定期测温，防止煤炭流失、自燃、风化，入炉煤热值与入厂煤热值差不得超过 3%。

(6) 火电厂必须有定期盘煤和分析制度，并对每次盘煤情况作出记录并备案。月耗煤量和日平均煤耗的计算以正平衡方法为准，反平衡方法进行校核。

(7) 采用小油枪点火技术，研究应用少油或无油点火技术，减少锅炉点火油耗。

(8) 采取成熟、可靠的新型的燃烧器和其他稳燃技术,对锅炉燃烧器等部件进行技术改造,提高锅炉低负荷稳燃能力,降低锅炉助燃油耗,使锅炉不投油的最低稳燃达到有关标准或要求。

(9) 有条件的机组冷态启动时,应投入锅炉底部蒸汽加热,并利用邻炉输粉,以减少点火初期的用油。

(10) 充分利用机组最大连续出力和最低稳燃能力,减少机组启停调峰次数,节约机组点火、停炉用油。

4.2.2 燃煤计量

燃料计量分为入厂燃料计量和入炉燃料计量。入厂燃料计量一般采用电子轨道衡、汽车地中衡、电子皮带秤或者采用体积重量法进行计量。入炉燃料一般是通过电子皮带秤或者流量计来计量。

根据运输工具的不同,可分为火车、汽车、船舶三种运输类型进行计量。

(1) 火车运输计量。一般现行计量方法有:①用轨道衡计量;②用检尺测量方法计量;③用磅秤抽查。

(2) 汽车计量。汽车进煤采用地中衡计量,所用衡器须经过法定部门校验合格且半年内有效。汽车进燃料要全部通过地中衡验收,并尽量做到 100% 过空车。过衡煤量换算成含计价水分的煤量。

(3) 船舶计量。我国船舶运煤进厂计量验收有两种方法:

1) 电子皮带秤计量验收,即在第一条卸煤皮带上安装电子皮带秤进行验收。

2) 水尺验收法,查看船舶的六面水尺(首左右、中左右、尾左右),求出吃水深度,再对照船舶水尺与载重换算表计算出载重量。煤炭卸空后一定要复查空载水尺零位的标记,从而加减得出空载的实际重量,在计算时一定要注意海水与江河水的密度差异。

4.2.3 燃煤质检

燃料的热值、灰分、水分、挥发分、硫分等指标关系到锅炉的燃烧特性和商务计价,所以对于所有到厂煤炭,必须严格按照国家标准采样、制样、化验,进行质量验收,检质率 100%。入厂煤的采样是制样与化验分析的基础,它对检验结果起着决定性的作用,因此,必须充分认识采样的重要性,正确理解采样标准,掌握采样技术,保证所采样品具有代表性。

燃煤采样的基本原则是采样工具或机械符合要求、采样点合理分配和正确定位、子样数满足采样精密度的要求、每个子样的量符合标准的规定。

4.2.4 动力配煤

动力配煤是将不同类别、不同品质的燃煤经过筛选、破碎和按比例配合等过程,改变动力煤的化学组成、物理特性和燃烧特性,使之满足燃煤设备对煤质的要求,达到提高燃煤效率和减少污染物排放。

入炉煤掺配的主要目的首先是为了保证锅炉安全运行;其次是选用几个煤种掺配燃烧,以降低燃料费用;第三是确保锅炉在低负荷下稳定燃烧;第四是调节燃煤中硫及其有害物质的含量,满足排放要求。

4.2.5 节油技术

目前采用的节油技术有:

(1) 小油枪煤粉燃烧器。带油运行时的燃油热负荷仅占煤粉喷嘴热负荷的 6%~13%,不会引起燃烧器烧坏或结渣。它具有低负荷稳燃、附加阻力小、节油效果显著(冷炉点火计算节油率大于 72%)、改造工作量小和安全可靠等优点。

已成功应用于全国 100 多台电站锅炉(150~1050t/h)的直流煤粉燃烧器的技术改造。

(2) 预燃室型煤粉燃烧器。资料表明:利用预燃室点火技术可以节约点火用油,节油率可达 90% 以上。清华大学将“大速差同向射流”的稳燃技术运用到预燃室中,使得预燃室技术水平进一步提高,现已应用于 200MW 燃用贫煤的锅炉。

(3) 少(节)油煤粉燃烧器。可用于四角燃烧和一般煤种的锅炉,适应性强,易于安装和改造工作量小,在一般情况下节约点火燃料 50%~70%。如煤质较好或煤粉细度大时,节油率更佳。

(4) 应用气泡雾化油枪。已有多家发电厂应用该项技术,节约点火用油达 8%~15%,对于用重渣油作为点火助燃其节油率高达 20%~30%。

近年来研制的具有低负荷稳燃或燃用劣质煤的新型煤粉燃烧器,因改变了煤粉的局部浓度,降低了煤粉的着火点,使得煤粉着火容易,从而节约点火用油和稳燃用油。新型的无油或少油锅炉点火技术,如等离子点火技术等也在推广应用。

4.3 节能管理

4.3.1 管理目标

(1) 建立健全节能管理体系,包括以分管生产副厂长为组长的领导小组、三级节能网络等。逐项落实节能计划,将发电量、供电煤耗、厂用电率等项目指标分解到有关部门和班组。

(2) 节能措施计划,要落实到有关部门,并做到项目及目标落实到人。每月、年底要对项目及目标完成情况进行汇总、分析。

(3) 能源计量的配备和管理按国家、行业的有关规定和要求执行。发电厂进厂燃料、供电、供热及厂内用电、用热、用水必须 100% 检测,并依此要求配备计量器具。

(4) 入厂煤、入炉煤、燃油,以及煤场、油库等管理手段完善、计量准确。燃料特性指标测试分析正确、及时,操作规程和记录完整。

(5) 建立健全能源消耗原始合同及台账,统计数据要求准确、可靠,及时上报归口业务部门。

(6) 对本单位的生产和非生产用电、水、汽等应分别计量,节能专责人应对本单位的各介质计量装置的安装、使用情况进行监督,掌握检定周期,并有各表计的检定情况记录。

(7) 研究和采用先进的管理系统,如机组经济运行在线分析系统,指导机组在最佳工况下运行,提高机组运行经济性。

4.3.2 运行管理

(1) 运行人员要树立整体节能意识,开展指标竞赛活动,不断总结操作经验,提高操作水平,使各项运行参数达到目标值。

(2) 落实各项节能降耗措施,加强优化调整和经济分析。

(3) 入厂煤、入炉煤质量化验要及时准确,落实多种煤的配煤责任制,根据不同煤种及锅炉设备特性,确定掺烧方式和掺烧配比,配煤合格率达到控制标准,保证锅炉燃烧稳定。

(4) 凡影响燃烧调整的各项缺陷,要填缺陷单,及时通知检修消缺。要按规定及时做好锅炉的清焦和吹灰工作,以

使锅炉经常处于最佳工况下运行。

(5) 做好制粉系统的维护工作,保持磨煤机的最佳钢球装载量,定期补加钢球。

(6) 改善操作方式和提高操作水平,努力节约点火用油和助燃用油。

(7) 坚持每月进行一次真空严密性试验。当真空严密性低于标准时应检查泄漏原因,及时消除。

(8) 制定定期冲洗制度,加强凝结器胶球清洗工作,提高机组真空度。保证凝汽器的胶球清洗装置经常处于良好状态,投运率和收球率应在90%以上。

(9) 根据循环水温及时调整循环水泵运行方式,根据严密性和真空状况调整抽气设备运行方式,保证汽轮机在最有利的真空下运行。

(10) 要控制高压加热器启停中的温度变化速率,防止温度急剧变化。维持正常运行水位,保持高压加热器旁路阀门的严密性,使给水温度达到相应值。

(11) 加强化学监督,搞好水处理工作,严格执行锅炉定期排污制度和监护制度,严格监督凝结水硬度、给水含氧量、pH值等指标。

(12) 要建立阀门管理台账、加热器管理台账和冷却塔管理台账等,对汽水系统阀门泄漏、加热器端差、冷却塔进出水温差等进行记录报告,并对检查及处理结果作出详细的说明。

(13) 采用先进的运行在线能耗分析技术,实现机组运行优化管理,提高机组经济性。

(14) 定期开展运行分析活动,对行之有效的节能措施和方法,要形成制度。

4.3.3 检修管理

(1) 积极主动地开展设备管理降耗和改造降耗工作。

(2) 加强节能改造工作的全过程管理,实施项目负责制,确保达到预期目标。技术改造的节能效果,要在煤耗、水耗、油耗、电耗等指标中反映出来。项目投资回收年限原则上应小于5年。

(3) 开展机组优化检修技术应用工作,建立电厂优化检修评价体系。

(4) 掌握设备运行状况及影响经济性的因素,在检修中采取对策。

(5) 坚持查漏消漏工作,热力系统所有阀门和结合面不应存有泄漏。

(6) 检修中应做好如下工作:锅炉吹灰器检修、锅炉受热面清焦清灰、磨煤机钢球筛选、烟风系统查漏堵漏;汽轮机通流部分间隙调整和清洁、给水泵动静间隙调整和再循环门检查;凝汽器、冷油器、冷风器清洗;凝汽器检漏、胶球清洗装置检查检修、循环水滤网清理、冷水塔水池清理及水嘴和淋水填料更换;各换热器受热面清理和查漏等。

(7) 严格执行缺陷管理制度,确保设备处于最佳运行状态。

(8) 保持热力设备、管道及阀门保温效果良好,当环境温度不大于25℃时,保温层表面温度不得超过50℃。

(9) 加强凝结器的清洗工作,保证胶球清洗装置经常处于良好状态。机组真空严密性达到良好以上。

(10) 冷水塔按规定检查、维护,结合大修进行彻底清理和整修,采用高效淋水填料和新型喷溅装置,提高冷却效率。

(11) 锅炉吹灰器投入率必须在95%以上。

(12) 回热系统应满足设计的运行方式和参数要求。

(13) 运行仪表应装设齐全、准确可靠。热工自动调节装置的投入率达到要求。

4.3.4 试验管理

(1) 定期进行电厂能量平衡试验和能损诊断,对全厂资源消耗及节能潜力进行全面定量分析,全厂主要资源消耗计量、统计管理手段完善,节能挖潜措施有效。

(2) 单元机组或全厂应配置性能在线分析诊断软件或系统,定期对系统和设备性能进行耗差分析,指导机组优化运行。定期或不定期进行机组不同负荷运行方式的优化调整试验,机组按优化运行曲线运行。

(3) 定期(在大修、技术改造、煤质变动后)进行锅炉燃烧优化调整、制粉系统优化调整和预热器漏风率试验等,提高锅炉热效率和低负荷稳燃能力。

(4) 定期进行凝汽机组“冷端”系统经济性诊断试验和运行方式优化,机组在良好真空下运行,凝汽系统、抽真空系统和循环冷却系统按优化方式运行。

(5) 进行机组大修前后的热力试验,定量分析机组检修前后的经济状况,提出安全性、经济性改进意见。

(6) 每年对设备、管道、阀门保温进行一次全面测量,要有对设备、管道及阀门的表面温度的定期测量报告。

(7) 设备改造后应进行性能鉴定试验。

4.3.5 节能管理指标

(1) 综合。发电量、供热量、供电煤耗、供热煤耗、厂用电率、供热厂用电率、发电水耗、油耗、机组等效可用系数等。

(2) 锅炉。锅炉效率、过热蒸汽汽温汽压、再热蒸汽汽温汽压、排污率、炉烟含氧量、排烟温度、锅炉漏风率、飞灰和灰渣可燃物、煤粉细度合格率、制粉单耗、风机单耗、电除尘器投入率、电除尘耗电率、吹灰器投入率、除灰灰水比、灰浆泵电耗率、点火助燃油量等。

(3) 汽轮机。热耗、真空度、凝汽器端差、凝结水过冷度、给水温度、给水泵单耗、循环水泵耗电率、高压加热器投入率、真空严密性、胶球清洗装置投入率和收球率等、高压加热器端差、给水泵效率等。

(4) 电气。有功无功合格率、关口电能计量表抽检合格率、准确率。

(5) 燃料。入厂入炉燃料检斤率、检质率、亏吨率、索赔率、配煤合格率、入炉煤合格率、煤场结存量、入炉燃料量及低位发热量、挥发分、硫分、灰分、输煤耗电率、入厂与入炉燃料热值差等。

(6) 化学。脱盐率、废水回收率、制水合格率、自用水率、补充水率、汽水损失率、汽水品质合格率、酸碱耗、循环水浓缩倍率、制水电耗率。

(7) 热工。热工仪表配备率、检测合格率、准确率,热工保护和热工自动投入率。

(8) 非生产。非生产用汽、用电及用水计量仪表配备率、非生产用能收费率。

4.4 节电管理

4.4.1 经济指标

火力发电厂节电管理最重要的衡量指标是厂用电率,即统计期间内厂用电量与发电量的百分比。厂用电量为发电厂所有耗电设备消耗电量的总和,厂用电率是发电厂每一台耗电设备耗电率之和。

对于发电厂以电能作为动力的主要耗电设备而言,通常

的技术经济指标为设备单耗和设备耗电率；设备单耗是指锅炉产生 1t 蒸汽（对于送风机、引风机等）、或者制粉系统每磨制 1t 煤（对于一次风机、密封风机、磨煤机、给煤机等）、或者电动给水泵输出 1t 流体设备消耗的电量。设备耗电率是指耗电设备消耗电量与机组发电量的百分比。

4.4.2 节电措施

4.4.2.1 钢球磨煤机

- (1) 确定经济煤粉细度后，确定最合适钢球装载量。
- (2) 选择尺寸合适质量好的钢球，按时加钢球，利用大修期进行选钢球。
- (3) 严格控制磨煤机入口、出口温度在设计值范围；降低制粉系统阻力，及时清理木屑分离器、粗粉分离器，保证回粉管畅通。
- (4) 排粉机与电动机配套，减少漏风。

4.4.2.2 风扇磨煤机、中速磨煤机

- (1) 控制磨煤机进、出口温度。
- (2) 合理安排磨煤机轮修，特别是风扇磨煤机在打击板磨损严重、出力降低幅度达 30%~40% 时，应及时处理或更换，保证经济运行。
- (3) 中速磨煤机维持合理的磨辊压力，并在运行中的加强监视。
- (4) 定期测漏风率，并消除漏风。

4.4.2.3 风机

- (1) 风机和电动机要匹配合理。
- (2) 采用高效风机、变速调节方式。
- (3) 及时消除预热器、烟道漏风。
- (4) 风机检修时要严格控制集流环的间隙。
- (5) 及时吹灰以减少烟道的阻力。

4.4.2.4 给水泵

- (1) 不同负荷下给水泵运行方式优化。
- (2) 积极采用汽动给水泵。
- (3) 单元机组给水泵采用变速调节。
- (4) 母管制给水系统采用高效泵、调速泵或配调峰用小泵。
- (5) 保持泵出口调节阀全开。
- (6) 消除系统阀门的内漏。

4.4.2.5 凝结水泵

- (1) 采用高效泵。
- (2) 采用变频调速技术。
- (3) 消除再循环门的内漏。
- (4) 如果凝泵出口压头偏高的话，应对叶轮实施改造。

4.4.2.6 循环水泵

- (1) 采用高效水泵（大机组中采用动叶可调的轴流泵）、双速泵，根据季节调节。
- (2) 对母管制电厂根据负荷情况及时调整运行泵台数。
- (3) 对单元制一机多泵的机组，通过试验制定不同负荷下循环水泵经济运行方式。
- (4) 正常运行时全开循环水进、出口阀门。
- (5) 要经常清理循环泵入口滤网和凝汽器内结垢，减少管道阻力。
- (6) 如果循环水出口压头偏高的话，应对叶轮实施改造。

4.5 节水管理

4.5.1 主要节水指标

火电厂主要节水指标见表 16.6-14。

表 16.6-14 火电厂主要节水指标

序号	名 称	定 义	单 位	当前水平	国内外最好水平
1	单位发电量取水	火电厂生产单位电量需要从各种水源提取的水量	kg/kWh	3~4	<2
2	全厂复用水率	全厂复用水量比新鲜水用量与复用水量之和	%	>95	>97
3	机组补充水率	供给锅炉和热力系统的补充水量与锅炉总蒸发量之比	%	<1.5	<1
4	汽水损失率	热力系统的汽、水损失量与锅炉总蒸发量之比	%	<1.5	<1
5	锅炉排污率	锅炉排污量与锅炉蒸发量之比	%	<1	<1
6	化学自用水率	自用除盐水与制水量之比	%	根据系统而定	根据系统而定
7	循环水浓缩倍率	循环水中氯离子浓度与补充水中氯离子浓度之比	%	2~3	>7

4.5.2 循环冷却水系统节水技术

在发电厂各种水耗中，循环冷却水耗量最大，约为全厂水耗的 80%，其构成有三部分：

- (1) 蒸发损失。冷却水将汽轮机排汽的热量吸收，靠水蒸气的蒸发散发到大气中。
- (2) 风吹损失。冷却水在冷却塔中循环时有一小部分被吹散到大气中。
- (3) 排污损失。由于蒸发、风吹掉的水中不含盐分，冷却水反复循环后其溶解盐类随之增加，为不使循环水的含盐量超标，必须适当排放掉一部分循环水，同时补充一部分新鲜水，排放掉的这部分水即为排污损失。

循环水节水的途径有两条：

- (1) 减少循环冷却水的风吹损失：自然通风湿式冷却塔内加装除水器，可减少 80% 的风吹损失；采用新型的淋水装置和配水装置，也可以减少风吹损失。
- (2) 提高循环水浓缩倍率减少排污损失：循环水浓缩倍率应根据水源条件、节水要求、环保要求、水处理费用等因素经技术经济比较后确定。浓缩倍率一般控制在 3~5 倍，在特殊情况下可采用更高的浓缩倍率，但必须有经过充分的技术经济论证和有效的防垢、防腐措施。

4.5.3 节水措施

锅炉除灰系统用水约占电厂总用水量的 15%，但利用率低于 30%，因此减少灰水排放量是节水和减少环境污染的最佳途径。目前采用正压浓相气力干除灰技术、高浓度灰浆输送技术、粉煤灰综合利用技术、灰水再循环、灰水处理等技术达到节水的目的。

循环水排污水、灰场澄清池、坝下渗水、化学中和池水回收用于除灰。通过技术改造，实现灰水闭式循环，减少冲灰渣用水。

工业冷却水采用闭式循环方式或一水多用方式回收利用。

加强设备维护和运行调整，减少生产用水量。加强水处理设备的维护，降低化学制水耗水率；根据机组开停及负荷的变化，及时调整循环冷却水量、冲灰水量及工业冷却水量，达到安全经济运行；加强各水池水位自动控制，防止溢流；加强锅炉排污的监督，减少排污率；优化运行操作，减少机组启停过程中的汽水损失，降低机组补水率；加强设备

维护，减少设备和系统的泄漏，降低热力系统补水量。

采用空冷技术节水。空冷技术是降低火力发电厂发电水耗的有效手段，应积极推广火电空冷机组、风冷式发电机和电动机等设备和技术的应用。

开发利用海水资源。海滨电厂循环水或冲灰水采用海水，辅机采用开式海水和闭式淡水相结合方式等；应采用海水淡化工艺和技术解决生产和生活淡水供应。利用发电厂的低压蒸汽作为热源进行海水淡化等技术，是解决电厂淡水需求切实可行的途径。

4.6 能量平衡试验

火力发电厂能量平衡是以火力发电厂为对象，研究直接用于发电、供热的主要能源的输入、输出和损失之间的平衡关系。

火力发电厂能量平衡试验是火力发电厂节能降耗的基础工作，包括火力发电厂燃料平衡、热平衡、电能平衡和水平衡试验，试验主要依据 DL/T 606—1996《火力发电厂能量平衡导则》的规定进行。

4.6.1 试验目的

通过火力发电厂能量平衡试验，查清火力发电厂各主要生产环节能源消耗情况，找出节能潜力所在，为确定火力发电厂节能工作方向、实施节能技术改造、提高能源利用率、实现节能降耗科学管理提供依据。

4.6.2 试验方法

- (1) 能量平衡试验的基础是画出符合本厂实际情况的燃料、热、水、电能平衡框图。
- (2) 火力发电厂能量平衡采取测量、试验、统计计算、分析相结合的方法，把框图上需要填的数据准确填上。
- (3) 当企业能量平衡采用统计计算的方法，在统计资料不足，统计数据需要校核及特殊需要时，应进行测试，测试结果反映的是测试状态下的水平，应折算为统计期（平衡期）运行状态下的平均水平。

- (4) 统计计算以统计期内的计量、记录及统计数据为基础进行综合计算。
- (5) 火力发电厂的重点耗能设备都要进行测试。
- (6) 火力发电厂能量平衡期内，能够统计和测试的耗能量之和应不少于同期内生产耗电量的 80%，同类型、同规格的设备，且用能工况相近的，可选择其中具有代表性的设备进行典型测试。
- (7) 通过全厂能流图数据表和能量流程框图（包括燃料、热能、电能、水），如图 16.6-6 所示，可以表示出火力发电厂各主要生产环节各种能源的输入和输出的情况，消耗与有效利用及损失之间的数量关系。找出的各主要生产环节的损失与数量，就是火力发电厂节能潜力之所在，并据此提出火力发电厂节能工作的方向，有针对性地实施节能技术改造，从而提高火力发电厂的能源利用率。

4.6.3 试验技术指标

企业能量平衡的技术指标能反映和衡量企业的用能水平、企业设备的性能水平和使用状况。火力发电厂能量平衡的技术指标分为能耗指标、设备热耗率、企业能耗率等。

- (1) 单耗是指产品产量事物能耗或单位产值事物能耗。
- (2) 综合能耗是把火力发电厂消耗的各种能源以及耗能工质，统一加以综合计算，并折算到一次能源的耗量，以进行企业总的能耗评价和分析。
- (3) 设备热效率是指使用燃料和利用热量的设备的热效率。
- (4) 企业能耗利用率是企业消耗的各种能源折算为一次能源总消耗的有效利用程度。

4.6.4 能量平衡的偏差

不平衡率：输入能源总量减去已查明能源输出量、各项损失量的差与输入总能源量的百分比。其计算式为

$$\text{不平衡率} = \frac{\text{体系供入能量} - \text{体系支出能量}}{\text{体系供入能量}} \times 100\%$$

(16.6-41)

不平衡率标志能量平衡工作的准确程度，与能量平衡工

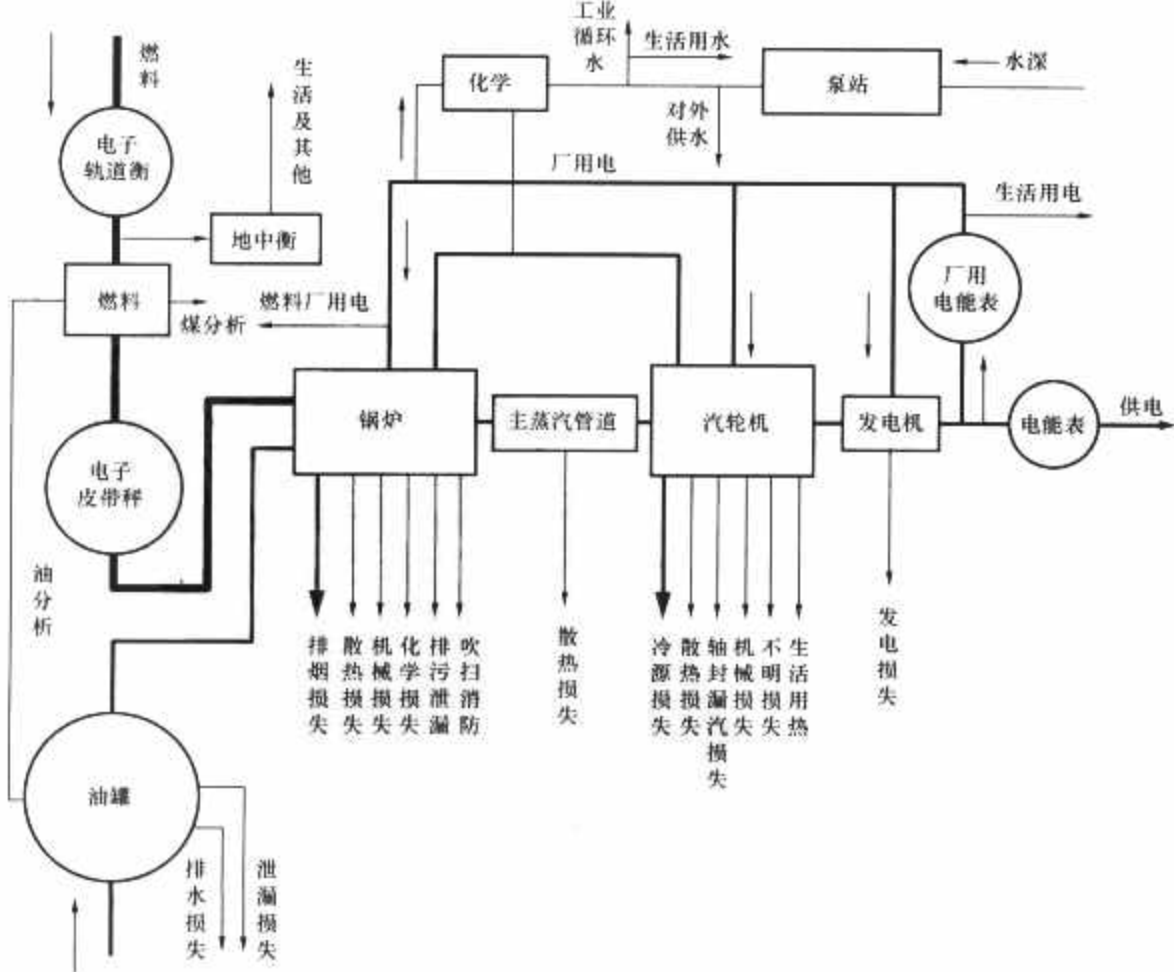


图 16.6-6 火力发电厂能源流程框图

作规划、组织、具体实施以及统计和测试的计算方法、测试和计量仪表精确度等项因素密切相关。

4.6.5 燃料平衡试验

燃料平衡试验以火力发电厂所用主要燃料为研究对象,研究入厂燃料(煤、油、气)量和发电、供热所用燃料量、非生产用量以及燃料储存量、各项损失之间的平衡关系。

(1) 试验内容。

- 1) 来(入厂)燃料(煤、油、燃气)量检测。
- 2) 发(入炉)燃料(煤、油、燃气)量检测,包括入炉煤、非生产用燃料量检测。
- 3) 贮煤场存煤量检测。
- 4) 贮油罐存油量检测。
- 5) 各原煤仓、煤粉仓、卸煤沟存煤量检测。
- 6) 煤车、煤船、油罐车卸车后带走煤、油量的检测。
- 7) 来(入厂)煤、油、气及发(入炉)煤、油、气取样工业分析。

(2) 试验结果分析及建议。

- 1) 亏吨、亏卡情况分析。
- 2) 煤、油、车船带走煤、油量分析。
- 3) 贮煤场实测密度与以往取值对比分析。
- 4) 非生产用煤统计情况分析。
- 5) 贮煤、油量与账目情况对比分析。
- 6) 提出改进燃料管理工作建议。燃料计量管理、贮煤场管理、燃料取样化验工作、非生产用煤管理等方面改进建议。

4.6.6 热平衡试验

热平衡试验是以火力发电厂为对象,在规定的平衡期内和规定的边界内,对全厂总的热量输入、输出及损失之间的数量关系进行平衡。

4.6.6.1 试验内容

(1) 根据本厂各台机组的实际热力系统,绘制出本厂的热平衡方框图,然后按照本厂的热平衡方框图组织测试。

(2) 入炉热量的测量,应包括入炉煤、油、燃气燃烧放出热量,入炉油带物理湿热,以及空气带入热量。有分炉计量的电厂,先分炉测试,后统计全厂;无分炉计量的电厂,直接统计全厂。

(3) 选择机组经常出现的负荷点,在平衡期内完成全厂各台机、炉的热力特性试验,也可采用近期(不超过半年)的热力特性试验数据。

(4) 测量外供热量(流量、参数),各种厂用热量(流量、参数),各种非生产用热量(流量、参数)。

4.6.6.2 试验结果分析及建议

(1) 平衡期汽轮机、锅炉运行参数和经济指标偏离设计值和规定值的分析,包括影响机组发电标准煤耗的定量分析和产生偏差的原因分析。

(2) 生产用热和非生产用热的合理性,非生产用热的使用及管理情况的分析和节能潜力分析。

(3) 汽水系统的损失分析及补给水量指标分析,此项损失对煤耗的影响。

(4) 将机、炉参数和指标与设计值、国内先进水平比较,分析蒸汽初参数是否达到最佳水平。

(5) 全厂设计发电煤耗、年完成发电煤耗与平衡期实际完成发电煤耗对比分析,是否存在降低煤耗的潜力。

(6) 机组运行方式的分析,提出全厂机组经济运行方式。

(7) 为了达到全厂经济运行,从机组的运行方式、检修

改造、加强管理诸方面提出节能降耗的措施。

(8) 通过分析找出节能潜力所在,提出节能降耗的技术措施。

4.6.7 电能平衡试验

电能平衡是以火力发电厂为对象,对有功电能的输送、转供、分布、流向进行考察、测定、分析和研究,建立厂用电范围内输入电能、有效电能和损失电能之间的平衡关系。

(1) 试验内容。

- 1) 变压器的损耗测试。
- 2) 厂用电线路的损耗测试。
- 3) 电动机的损耗测试。
- 4) 风机及管网的损耗测试,包括送风机、引风机、一次风机、排粉机等。
- 5) 水泵及管网的损耗测试,包括给水泵、循环水泵、凝结水泵、冲灰泵、灰浆泵等。
- 6) 磨煤机的损耗测试。
- 7) 电除尘器的损耗测试。
- 8) 生产照明的损耗测试。

(2) 试验结果分析及建议。

1) 研究分析哪些电能是合理使用的,哪些电能是不合理使用的。

2) 研究分析哪些电能损失是必要的,哪些电能损失是不必要的,如何杜绝不必要的损失。

3) 通过电能平衡,将全面揭示出电厂用电管理上各个环节的电能损失,针对这些问题制定出有关的规章制度。

4) 通过对重点设备测试结果进行科学的分析,找出损失大、消耗高以及电能利用率低的原因。根据查出的原因,制定出切实可行的节电规划。对运行效率低、电能利用率低的设备进行分期分批的改造。

4.6.8 试验报告编写

通过对试验数据的分析整理编写试验报告。

4.7 水平衡试验

4.7.1 水平衡试验思路 and 原则

为了得出全厂真实的用水水平和水流分布,水平衡测试必须遵循“局部平衡、全厂整体综合考虑”的思路和原则。

局部平衡是指:排除影响水系统不稳定的因素,建立一段时间内的局部范围的水平衡系统,通过该局部系统进、出流量平衡测试,评价该局部系统的用水水平,分析存在的问题并提出改进措施。

全厂整体综合考虑是指:综合多个局部测试系统的用水情况,结合一段时间以内全厂取水总流量和机组负荷的变化,科学评价整体用水水平和分析存在的问题,绘制科学合理、符合生产实际的全厂水平衡图。

4.7.2 水平衡试验项目

全厂总取水量、总用水量、复用水量、循环水量、消耗水量;全厂总排水量、回用水量;全厂复用水率、循环水率、损失水率。

分系统的取水量、用水量、复用水量、循环水量、消耗水量;分系统排水量、回用水量;分系统复用水率、循环水率、损失水率。

主要设备的取水量、用水量、复用水量、循环水量、消耗水量;主要设备的排水量、回用水量;主要设备的复用水率、循环水率、损失水率。

测量和计算锅炉排污率、补水率;全厂发电量(供热量)、发电(供热)水耗量和发电(供热)水耗率。

测量和计算冷却塔循环水三损率(蒸发、风吹、排污)、化学制水率、精处理自用水率、灰水比、冲灰渣水损失等。

4.7.3 水平衡测试体系划分方法

按照水质和用途进行用水分类,按照水系统的功能或者一个完整的循环对水系统进行划分。

划分水平衡试验测试体系,确定测试对象、划出水平衡测试的范围和边界。

全厂水平衡测试按照三级体系来进行,全厂水系统为大体系,设备为小体系,中体系按照水系统的功能或一个完整的循环来划分。中体系是水平衡测试的主要对象,对中体系的划分是水平衡测试的重要环节。

4.7.4 水衡测试体系划分和边界建立

全厂水系统测试体系的划分,参照前期的调查分析和已经绘制的水系统图,根据水质和功能把全厂的水系统一般划分如下:

- (1) 取水及初步水处理系统。
- (2) 冷却塔、凝汽器和循环冷却水系统。
- (3) 除盐水及汽水循环系统。
- (4) 工业水系统。
- (5) 锅炉冲灰渣水系统。
- (6) 杂用绿化冲洗水系统。
- (7) 生活消防水系统。

4.7.5 水平衡测试方法

水量平衡测试一般采取两种方法:“多次瞬时测量方法”和“一个周期内累积流量法”。针对某一确定的水平衡测试体系,调查和分析进、出该体系的各个流量在一个制水周期(以最小的化学水处理装置再生周期)内是否稳定,决定采用多次瞬时测量方法或一个周期内累积流量法。

生活水测量周期以一个正常工作日即可。

循环冷却水、工业水等稳定系统,采取多次瞬时测量方法,但冷却塔蒸发风吹损失测量至少8h以上,且机组负荷80%额定负荷以上。

机组补水率测试周期至少8h以上,且机组至少带额定负荷。

化学制水系统测量周期以一个再生周期为准。

取水系统、灰渣水系统、其他混合系统根据实际情况可以采用“多次瞬时测量方法”和“一个周期内累积流量法”相结合的方法。

4.7.6 整理试验结果和编写试验报告

结合机组负荷变化情况,对试验数据进行分析、整理。

根据试验结果和挖掘出的节水潜力绘制全厂水量平衡图,制定新的各项用水指标,指导机组运行。

针对试验过程中发现的问题,提出相应的节水技术建议,最后编写全厂水平衡试验报告。

5 火力发电厂焓分析方法及应用

5.1 焓参数

焓参数是兼顾能量数量与品位的一个状态参数,焓分析方法是能量系统热力学分析的重要方法之一。它不仅完善、丰富了工程热力学的理论,而且对现代能源应用科学产生了深远的影响。

在周围环境条件下任一形式的能量中理论上能够转变为有用功的那部分能量称为该能量的焓(exergy)或有效能(available energy),用符号 E_x 表示;能量中不能够转变为有用功的那部分能量称为该能量的熵(anergy)或无效能

(unavailable energy),用符号 A_n 表示。焓表征了能量转变为有用功的能力和技术上的有用程度,因此可以用焓来评价能量的品质或级位。

5.2 稳定流动系统工质的焓

稳定流动系统工质的焓定义为:工质从任意一给定状态流经开口系统,以可逆方式转变到环境状态,并且只与环境交换热量时所能作出的最大有用功。通常若不加说明,稳定流动系统工质的焓仅指焓焓。



图 16.6-7 计算稳定流动系统焓的示意图
 H —开口系统进口参数下的焓; H_0 —工质处于环境参数状态时的焓; δQ_0 —系统与环境交换的热量; δW_A —系统对外界做功

对于稳定流动系统,根据热力学第一定律和热力学第二定律,利用图 16.6-7 的模型,可以推导得到稳定流动系统工质的焓(焓焓)为

$$E_{x,H} = H - H_0 - T_0 (S - S_0) \quad (16.6-42)$$

式中: H_0 、 S_0 为工质处于环境参数状态时的焓和熵; T_0 为环境温度, K 。

5.3 燃料的化学焓

在动力工程中,燃料化学焓用 $E_{x,f}$ 表示。

燃料的标准化学摩尔焓为

$$(E_{x,m,f})_n = -\Delta G_n + \sum_j n_j (E_{x,m,j})_n - n_{O_2} (E_{x,m,O_2})_n \quad (16.6-43)$$

式中: ΔG_n 为化学反应系统吉布斯函数的变化,简称反应吉布斯函数,在标准状况下,有标准生成吉布斯函数 ΔG_n^0 ; n_j 为每摩尔燃料氧化反应各生产物的摩尔数; $E_{x,m,j}$ 为每摩尔燃料氧化反应各生产物的摩尔焓, kJ/mol ; n_{O_2} 为每摩尔燃料氧化反应所消耗 O_2 的摩尔数; E_{x,m,O_2} 为 O_2 的摩尔焓, kJ/mol 。

对于煤、石油和化学组成未知的燃料,由于缺乏 ΔG_n 等化学热力学数据,因此其化学焓无法用式(16.6-43)计算。对于一般液体和固体燃料,包括煤和石油,可以用近似公式计算

$$E_{x,f} = Q_h \quad (16.6-44)$$

或采用下列近似公式:

对于气体燃料(由2个以上碳原子组成)

$$E_{x,f} = 0.95 Q_h \quad (16.6-45)$$

对于液体燃料

$$E_{x,f} = 0.975 Q_h \quad (16.6-46)$$

对于固体燃料

$$E_{x,f} = Q_l + r w \quad (16.6-47)$$

式中: Q_h 、 Q_l 、 r 和 w 分别为燃料的高位发热量低位发热量、水的汽化潜热和水分。

燃料的元素分析值已知时,也可采用下列近似公式计算。

对于液体燃料

$$E_{x,f} = Q_l \left(1.0038 + 0.1365 \frac{w_H}{w_C} + 0.0308 \frac{w_O}{w_C} + 0.0104 \frac{w_S}{w_C} \right) \quad (16.6-48)$$

对于固体燃料

$$E_{x,i} = Q_i \left(1.0064 + 0.1519 \frac{w_H}{w_C} + 0.0616 \frac{w_O}{w_C} + 0.0429 \frac{w_N}{w_C} \right) \quad (16.6-49)$$

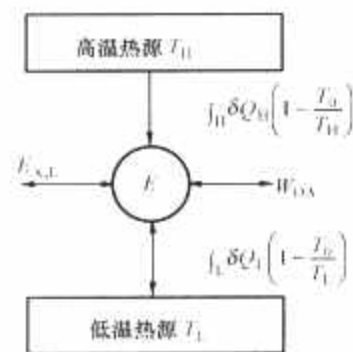


图 16.6-8 动力循环的熵平衡

熵平衡方程式为

$$E_{x,L} = \int_H \delta Q_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right) - \int_L \delta Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L} \right) - W_{OA} \quad (16.6-50)$$

对于可逆循环, $E_{x,L} = 0$, 循环净有用功为最大有用功为

$$W_{OA,max} = \int_H \delta Q_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right) - \int_L \delta Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L} \right) \quad (16.6-51)$$

$$\text{显然} \quad W_{OA} = W_{OA,max} - E_{x,L} \quad (16.6-52)$$

5.5 能量系统的熵效率

在系统或设备的能量传递和转换过程中, 收益的熵 $E_{x, gain}$ 与耗费的熵 $E_{x, pay}$ 之比定义为系统或设备的熵效率, 用 η_{ex} 表示

$$\eta_{ex} = \frac{E_{x, gain}}{E_{x, pay}} \quad (16.6-53)$$

根据热力学第二定律, 任何不可逆过程都要引起熵损失, 因而耗费熵与收益熵之差即为系统或设备中不可逆过程引起的熵损失

$$E_{x,L} = E_{x, pay} - E_{x, gain} \quad (16.6-54)$$

从而有

$$\eta_{ex} = \frac{E_{x, gain} - E_{x,L}}{E_{x, pay}} = 1 - \frac{E_{x,L}}{E_{x, pay}} = 1 - \zeta \quad (16.6-55)$$

$$\text{式中} \quad \zeta = \frac{E_{x,L}}{E_{x, pay}} \quad (16.6-56)$$

称为熵损失系数。因此, 熵效率是耗费熵的利用份额, 而熵损失系数是耗费熵的损失份额。

根据熵效率、熵损失系数的定义可知: $\eta_{ex} \leq 100\%$, $\zeta \geq 0$ 。上两式中等号在可逆时成立, 不等号在不可逆时成立。

熵效率反映了熵的利用程度, 它是从能量的品质来评价一设备或热力过程的完善程度的, 所以它是评价各种实际能量转换过程热力学完善度的重要标准, 从而得到工程实际的大力应用。

5.6 能量系统熵分析方法的实际应用举例

利用熵分析方法对能量系统中的设备、装置、热力过程和循环等进行分析计算, 找出能量利用的薄弱环节和“瓶颈”; 或以熵效率为目标函数对能量系统进行优化, 可用于指导能量系统的节能改造与优化设计。

熵分析方法在工程领域应用广泛, 作为典型实例, 下面仅对一个简单蒸汽动力循环 (见图 16.6-9) 进行分析。

对循环进行熵分析的方法与步骤如下:

(1) 计算循环各点状态参数 (熵参数)。

(2) 列出各设备的熵平衡方程式, 计算熵损失和各设备

熵效率。

(3) 列出整个循环装置的熵平衡方程, 计算循环的熵损失和熵效率。

(4) 对整个系统进行熵分析, 通过熵效率的比较提出改进方法, 确定最佳参数。

【例 6-1】 某蒸汽动力装置由一台锅炉和一台凝汽式汽轮机组成。某工况下, 锅炉的燃煤量 $B = 3980 \text{ kg/h}$, 出口蒸汽压力 $p_1 = 4.0 \text{ MPa}$, 温度 $t_1 = 450^\circ\text{C}$; 汽轮机输出功率 $P_{sh} = 5450 \text{ kW}$, 进汽量 $D = 23 \text{ t/h}$, 进汽压力 $p_2 = 3.5 \text{ MPa}$, 温度 $t_2 = 435^\circ\text{C}$; 汽轮机排出的乏汽压力 $p_3 = 0.026 \text{ MPa}$, 干度 $x = 0.93$; 给水泵的输入电功率 $P_P = 45 \text{ kW}$ 。已知燃料的高位发热量 $Q_h = 20934 \text{ kJ/kg}$ 。忽略汽轮机、凝汽器及凝结水管道的散热损失。设环境压力为 0.1 MPa , 温度为 20°C , 计算: ① 装置的系统熵效率; ② 各单元设备的熵效率和熵损失; ③ 各单元设备的熵损失占机组供给熵的份额。

解: 朗肯循环的 T - S 图见图 16.6-10。

由水蒸气的热力性质图表或水蒸气的热力性质程序得循环的各点状态参数见表 16.6-15。

表 16.6-15 循环的各点状态参数

参 数	1	2	3	4	5	环境
$p(\text{MPa})$	4.0	3.5	0.026	0.026	4.0	0.1
$t(^{\circ}\text{C})$	450	435	65.9	65.9	65.9	20
$h(\text{kJ/kg})$	3335	3308	2455	275.7	279.0	83.9
$s[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$	6.94	6.97	7.34	0.90430	0.9000	0.2964
$e_x(\text{kJ/kg})$	1300	1268	304	13.59	18.15	0

(1) 装置系统熵效率的计算。计算公式为

$$e_{x,i} = Q_h = 20934 \text{ kJ/kg}$$

$$E_{x,i} = B e_{x,i} = 8.3317 \times 10^7 \text{ kJ/h}$$

给水泵的供电熵

$$E_{x,P} = \varphi_e P_P$$

1kWh 按 0.407kg 标准煤折算

$$\varphi_e = (0.407 \times 29307.6) \text{ kJ/kWh} = 11928.2 \text{ kJ/kWh}$$

$$E_{x,P} = (11928.2 \times 45) \text{ kJ/h} = 5.37 \times 10^5 \text{ kJ/h}$$

装置系统供给熵 $E_{x, sup} = E_{x,i} + E_{x,P} = 8.3854 \times 10^7 \text{ kJ/h}$

装置系统收益熵 $P_{sh} = 5450 \text{ kW} = 1.962 \times 10^7 \text{ kJ/h}$

$$\text{熵效率} \quad \eta_{ex} = \frac{P_{sh}}{E_{x, sup}} = 23.4\%$$

(2) 各单元设备的熵效率及熵损失。

1) 锅炉

$$E_{x,1} = De_{x,1} = (23 \times 10^3 \times 1300) \text{ kJ/h} = 2.990 \times 10^7 \text{ kJ/h}$$

$$E_{x,5} = De_{x,5} = (23 \times 10^3 \times 18.15) \text{ kJ/h} = 4.17 \times 10^7 \text{ kJ/h}$$

$$E_{x,L,B} = E_{x,i} + E_{x,5} - E_{x,1} = 5.383 \times 10^7 \text{ kJ/h}$$

$$\eta_{ex,B} = \frac{E_{x,1} - E_{x,5}}{E_{x,i}} = 35.39\%$$

2) 主蒸汽管道

$$E_{x,2} = De_{x,2} = 2.9164 \times 10^7 \text{ kJ/h}$$

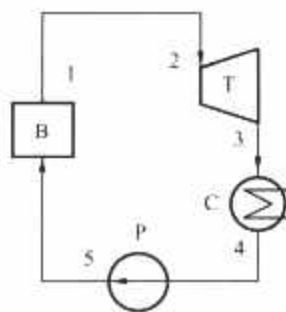


图 16.6-9 简单蒸汽动力系统的示意图

B—锅炉; T—汽轮机; C—冷凝器; P—给水泵

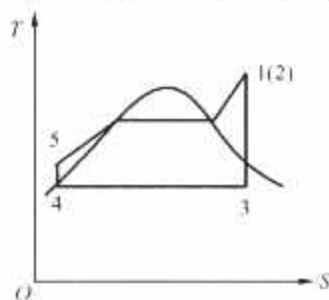


图 16.6-10 朗肯循环的 T - S 图

$E_{x,l,G}=E_{x,1}-E_{x,2}=7.36\times10^5\text{ kJ/h}$

$\eta_{x,G}=\frac{E_{x,2}}{E_{x,1}}=97.54\%$

3) 汽轮机

$E_{x,3}=De_{x,3}=6.992\times10^6\text{ kJ/h}$

$E_{x,l,T}=E_{x,2}-E_{x,3}-P_{sh}=2.552\times10^6\text{ kJ/h}$

$\eta_{x,T}=\frac{P_{sh}}{E_{x,2}}=67.27\%$

4) 凝汽器

$E_{x,4}=De_{x,4}=3.13\times10^5\text{ kJ/h}$

$E_{x,l,C}=E_{x,3}-E_{x,4}=6.679\times10^6\text{ kJ/h}$

5) 给水泵。相对于给水泵消耗的一次能源，焓损失为

$E_{x,l,P}=E_{x,P}+E_{x,4}-E_{x,5}=4.33\times10^5\text{ kJ/h}$

$\eta_{x,P}=\frac{E_{x,5}-E_{x,4}}{E_{x,P}}=19.4\%$

若给水泵供给电焓不折算为一次能源焓，则相对于给水泵消耗电能的焓效率为

$\eta'_{x,P}=\frac{E_{x,5}-E_{x,4}}{P_P}=64.2\%$

(3) 各单元设备的焓损失占机组供给焓的份额。

1) 锅炉

$\zeta_B=\frac{E_{x,l,B}}{E_{x,sup}}=64.20\%$

2) 主蒸汽管道

$\zeta_G=\frac{E_{x,l,G}}{E_{x,sup}}=0.88\%$

3) 汽轮机

$\zeta_T=\frac{E_{x,l,T}}{E_{x,sup}}=3.04\%$

4) 凝汽器

$\zeta_C=\frac{E_{x,l,C}}{E_{x,sup}}=7.96\%$

5) 给水泵

$\zeta_P=\frac{E_{x,l,P}}{E_{x,sup}}=0.52\%$

各单元设备焓损失占机组供给焓的份额之和

$\sum \zeta = 76.6\%$

$\eta_{cx} = 1 - \sum \zeta = 23.4\%$

与直接计算出的焓效率结果相符。

各项焓损失中，锅炉的焓损失最大，其次是凝汽器和汽轮机的内部焓损失。表 16.6-16 列出了对装置进行热平衡和焓平衡计算结果的比较。

表 16.6-16 装置热平衡和焓平衡计算结果的比较

平衡 类型	装置效率 η 或 η_{cx} (%)	单元设备的损失率或 ζ (%)				
		锅炉	主蒸汽管道	汽轮机	凝汽器	给水泵
热平衡	23.5	15.6	0.8	0	60.0	0.1
焓平衡	23.4	64.2	0.88	3.04	7.96	0.52

从表 16.6-16 中可以看出，采用热平衡方法计算凝汽器的热损失最大。

第 7 章 火力发电厂技术监督

电力工业技术监督工作是提高安全生产、保障经济运行的最有效的技术手段。1996 年原电力工业部颁布了“电力工业技术监督规定”，要求在火力发电厂实行金属、化学、环保、热工、节能、继电保护、绝缘、电测及电能质量九项技术监督，并建立了相关的监督技术标准。

火力发电厂技术监督是按照标准和要求，对表征发电设备性能、状态，以及影响发电设备性能和状态的各类参数、过程以及人员、组织行为进行监测，对监测结果进行系统的分析和评价，确认其是否处于正常的范围之内，出现异常时，则要采取适当的措施加以纠正和预防，以达到提高设备运行水平、预防设备故障的目的。发电厂主要的技术风险因素包括安全性和可靠性、经济性和环保性风险。按照目前主要开展的技术监督专业分类，可以将技术监督分为金属、化学、热工、计量、绝缘、电测、继电保护、节能及环保九项；按监督的性质则可以将其分为四类，即安全性、可靠性、经济性及环保性监督，其中金属、化学、热工、绝缘、电能质量及继电保护监督的主要工作是主要针对安全性与可靠性，节能及电测监督的主要内容为经济性，环保监督主要针对环保性。

电力工业技术监督制度是在学习和借鉴苏联对高压机组的技术管理制度基础上逐渐发展和建立起来的，最初的技术监督仅有化学、金属、热工和绝缘四项内容。在原电力工业部的组织下，我国电力系统的主要发电企业均建立了以设备监督为主的技术监督体系，通过以设备监督为核心的技术监督制度的实施，设备的安全性、可靠性及经济性等取得了明显的改善。近年来，一些企业提出了对所有生产要素，以及从设计、制造、安装和生产、检修全过程均实施技术监督的要求，发展了振动监督等专项监督。

国外主要工业化国家的发电企业，近年来开展了以设备风险分析技术为基础的设备状态评价工作，以此来指导设备的运行、维护和维修并完善原有的设备技术监督，产生了基于风险的设备检验技术等，有的企业开展了对生产计划实施过程的监督，以帮助企业实现自己的战略目标。

1 金属技术监督

1.1 金属技术监督的任务

金属技术监督的任务是依据国家、行业相关规程、规定、标准和企业制度，为达到发电设备安全可靠运行的目的，完成如下任务：

(1) 完成受监范围内各种金属部件在制造、安装和检修中的材料质量、焊接质量、部件质量监督以及金属试验监督工作。

(2) 及时检查和掌握受监部件服役过程中金属组织变化、性能变化和缺陷发展情况，发现问题应及时采取处理措施，达到设备爆炸和断裂事故的可控、在控、预防的目的。

(3) 组织对受监部件发生的事故和产生的缺陷进行调查和分析，提出处理意见和防止对策，并监督实施。

1.2 金属技术监督的范围

(1) 工作温度大于或等于 435℃ 的高温承压部件（含主蒸汽管道、高温再热蒸汽管道、过热器管、再热器管、联箱、阀壳和三通），以及与管道、联箱相联的小管。

(2) 工作温度大于或等于 435℃ 的导汽管、联络管。

(3) 工作压力大于或等于 3.82MPa 的汽包、直流锅炉的汽水分离器和贮水罐。

(4) 工作压力大于或等于 5.88MPa 的承压汽水管道和部件（含水冷壁管、蒸发段、省煤器管、联箱和主给水管）。

(5) 汽轮机大轴、叶轮、叶片、拉筋、轴瓦和发电机大轴、护环、风扇叶。

(6) 工作温度大于或等于 400℃ 的螺栓。

(7) 工作温度大于或等于 435℃ 的汽缸、汽室、主汽门、调速汽门、喷嘴、隔板和隔板套、平衡环等。

(8) 300MW 及以上机组带纵焊缝的低温再热蒸汽管道。

1.3 金属技术监督的项目和方法

1.3.1 原材料

监督的项目主要有宏观、尺寸、化学成分、金相组织、硬度、力学性能、无损检测。

监督的方法是：非破坏性检查法主要有宏观检查、光谱分析、尺寸测量、现场复型金相、硬度测量、无损检测；破坏性检查法主要有取样化学分析法、力学性能试验、金相检查、硬度测量。

1.3.2 焊接

焊接监督项目包括焊接材料的质量、焊接和热处理及检验设备、焊接和热处理人员及检验人员资质、焊接和热处理工艺、焊接和热处理过程、焊接质量检验。

监督方法是检查焊接材料质量证明书和合格证，有怀疑时按有关标准进行抽检；焊接和热处理及检验设备要求完好，对国家规定需定期检定的必须实施检定；焊接和热处理人员及检验人员必须持有所从事项目的有效资质证书；焊接和热处理工艺检查是否具有合格的工艺卡，焊接和热处理过程监督是否按工艺卡严格操作、记录；焊接质量检验执行焊工自检、焊接专工检验、无损检测三级检验制度。

1.3.3 主蒸汽管道和再热蒸汽管道

主蒸汽管道和再热蒸汽管道监督项目和方法按运行时间区分，大修期间主要进行宏观检查、壁厚测量、金相组织和硬度检查、无损检测，支吊架检查与调整、蠕变测量；运行 10 万 h 后根据日常监督结果，金相组织变化严重时应割管进行材质鉴定试验（化学成分分析、室温和运行温度下力学性能试验、金相检验、碳化物分析、蠕变和持久强度试验）；在日常监督和材质鉴定试验基础上进行状态评估和寿命评估。对 P91/P92 类管道及焊缝应检查硬度值及硬度均匀性，焊缝和母材中的 δ -铁素体含量。

1.3.4 锅炉受热面管

大修期间锅炉受热面管监督项目和方法主要有宏观检查、壁厚和蠕胀测量,必要时进行无损检测、割管取样进行金相组织和硬度检查及力学性能试验和寿命评估。

1.3.5 汽包(汽水分离器和贮水罐)

机组检修期间安排进行宏观检查、壁厚测量、无损检测。锅炉启停次数超过规定的次数后应做疲劳寿命评估,或对含有超标缺陷的汽包(汽水分离器和贮水罐)进行安全性评定。

1.3.6 联箱

机组检修期间安排进行宏观检查、壁厚测量、焊缝无损检测;高温联箱应进行金相组织和硬度检查,根据微观组织的老化程度决定是否进行寿命评估。

1.3.7 给水管道

机组检修期间安排进行焊缝、弯头、三通、阀门宏观检查、壁厚测量、无损检测。

1.3.8 汽轮机、发电机转子

机组检修期间安排进行宏观检查、无损检测。

1.3.9 螺栓

机组检修期间安排进行宏观检查、无损检测,高温螺栓需要增加金相组织和硬度检查。

1.3.10 大型铸件

机组检修期间安排进行宏观检查、无损检测。

1.4 金属技术监督的重点工作

1.4.1 制造阶段

制造阶段应对发电设备和部件的制造质量实施有效的监督,重点是原材料质量和焊接质量。

1.4.2 安装阶段

安装阶段的监督重点是在安装现场(或制造厂)对制造质量进行抽检,包括外观质量(原材料、焊缝)、合金钢材料的光谱、壁厚、硬度和金相组织(高温部件和设备)、焊缝内部缺陷。

安装过程中应对原材料和焊接质量进行监督,防止错用钢材,材料代用要按规程办理相关手续。

1.4.3 运行及检修阶段

1.4.3.1 机、炉外部管道和管子

运行期间应定期对机、炉外部管道和管子进行巡查,发现问题及时处理。

检修期间根据具体的运行时间,安排对主(再热)蒸汽管道、导汽管、汽水联络管、下降管等管道以及弯管、弯头、三通、阀门、联箱封头等进行检查。对汽水系统中的加热、疏水、排污、减温水、仪表管等管座焊缝,以及管子内壁冲刷和外表腐蚀情况进行检查。对于易引起汽水两相流的疏水、空气等管子,应重点检查其与母管相连的角焊缝和母管开孔的内孔周围、弯头等部位,管子、弯头、三通和阀门,运行10万h后,宜结合检修全部更换。对喷水减温器检查,防止减温器喷头及套筒断裂造成联箱裂纹。

1.4.3.2 锅炉受热面管

运行期间防止超温超压现象的发生。检修期间应加强锅炉受热面管的磨损、腐蚀、疲劳、过热、拉裂等缺陷的普查。对奥氏体不锈钢材料的立式过热器、再热器管下弯头应采用磁性或射线无损检测方法检查下部弯头部位剥落氧化物的沉积情况。

1.4.3.3 汽轮机、发电机

检修期间对汽轮机叶片进行宏观、探伤检查,对高温螺

栓进行宏观、硬度、金相组织、探伤检查,对发电机护环进行探伤检查。

2 化学技术监督

2.1 化学技术监督的任务

火电厂的化学监督工作就是对电力建设、生产中的水、汽、油、燃料、气体等的质量进行监测、控制、调整、数据处理、综合分析和管理工作;对热力设备和发、供电电气设备在安装、调试和检修阶段的结垢、腐蚀的检查、监测和预防;对设计阶段有关化学工作的管理。化学监督以标准、规程、导则、制度为依据,实行“预防为主”的方针,采用统一的方法进行监测和检查,及时发现和消除发、供电设备的隐患,防止设备损坏和事故的发生。

化学监督工作实行全过程和全方位的管理。化学监督工作贯穿于火电机组的设计、验收、安装、调试、运行、检修、停备用和启动等全过程。化学监督工作的内容几乎涉及电厂中所有的其他相关专业(锅炉、汽轮机、电气、热工、材料等)和部门(运行值长、燃料、检修等)。电厂应在总工程师或生产主管的领导下,建立化学监督网,定期召开化学监督网会议,检查、协调、落实本厂的化学监督工作。同时,化学技术监督工作依照监督标准到位、人员培训到位、检查分析评估到位、落实措施整改到位的要求,对化学技术监督工作应实施全方位的监督管理。

2.2 化学技术监督的范围

化学技术监督工作的范围包括:①各类水、汽质量的监督;②电力用油质量的监督;③燃料质量的监督;④气体质量的监督;⑤热力设备和发、供电电气设备结垢、腐蚀的监督;⑥化学监督管理。

2.3 化学技术监督的主要工作内容

2.3.1 水、汽质量监督

在电力生产、建设中,从设备制造开始直到运行、检修、停备用全过程都应对有关水、汽质量进行监测、控制、调整和技术管理,保证锅炉、汽轮机与发电机等有关系统的水汽质量符合标准的规定。目的是防止和减缓热力设备的腐蚀、结垢与积盐。

2.3.1.1 基建阶段的监督

主要包括:对制造厂出厂设备的检查,设备的现场保管和监督措施,安装阶段的清扫和保护,锅炉及热力系统的化学清洗,热力系统在机组启动前的冲洗和蒸汽吹洗措施,以及在机组启动时对水汽质量进行全面监督。

2.3.1.2 运行中的监督

根据机组类型、参数、水处理方式、补给水率及化学仪表等情况,确定全系统水汽质量监测项目和测试频率。机组启动和运行中发现异常时,要根据具体情况,增加测试次数和项目,并研究和提出改善措施。新投入运行的除氧器、锅炉和水处理设备等进行热化学试验和调整试验,以确定合理的运行方式和水汽监控措施。

2.3.1.3 在线化学仪表

依靠在线化学仪表监督水汽质量,有条件可采用水、汽质量微机在线监控手段,确保在线化学仪表的配备率、投入率、合格率。应配置微机进行在线化学仪表的数据采集,即时显示、自动记录、报警、储存,自动生成日报、月报。

2.3.2 油质监督

对电力生产使用的各种绝缘油、润滑油的质量,进行检测、整理、分析与控制。运行油的质量直接关系到充油发、供电设备的安全经济与使用寿命,而油的使用寿命又受设备技术状况和运行条件的影响。运行油性能的变化除反映油品质量好坏外,还可反映设备本身所发生的故障。

油质监督内容,涉及新油验收、注油处理、运行油检测与维护、油系统检查与清洗、油净化与再生等方面。

2.3.2.1 新油验收

新油验收系指新油交货时,进行必要的检测以核查油品质量是否符合有关技术标准。

2.3.2.2 注油处理

当合格的油准备注入设备使用时,对变压器油,经净化后在注油前、注油加热循环后以及通电前,均应分别取样检测合格;对汽轮机油,在合格的油注入油系统进行连续循环冲洗过程中,应多次取样检测,直至油的清洁度合格为止。

2.3.2.3 运行油检测

运行油检测包括定期和不定期的取样检测,检测周期根据设备类型、用途、出力、结构、运行条件和环境状况而定。按不同设备规范、检测项目分为常规(必测)与非常规(选测)两类。

2.3.2.4 运行维护

运行维护主要包括补油、混油与防止油品老化。

2.3.2.5 油系统检查与清洗

检查油系统各部分(如冷油器、滤油器等)的污脏程度,并对油泥等附着物量与成分进行检测,根据检查和分析结果确定清洗方法。

2.3.2.6 油净化与再生

对运行油、旧油的脱水、脱气、除酸、除去油泥和固体颗粒等杂质,应根据油质污染程度或老化状况,选用不同处理工序和方法,并通过小型试验确定油再生方法的工艺条件。

2.3.3 燃料质量监督

指对火力发电厂日常生产所用燃料(煤、燃料油、燃料气)质量的检测、分析及控制,是火电厂化学监督的组成部分。发电燃料质量管理体系范围应包括从商品煤的采购进厂开始直至入炉前的燃料管理监督工作。具体分为进厂燃料的采购、质量验收、使用和贮存中的管理、入炉燃料的质量监测等内容。它可为锅炉设计和运行、检验燃料供货质量、准确计算发供电煤耗等提供必要的依据。

燃料(煤、燃料油、燃料气)监督内容,涉及采样、检测方法、燃料贮存与保管、燃煤混配等。

2.3.3.1 采样

按国家技术标准从燃料中采取具有代表该燃料平均质量的样品。

2.3.3.2 检测方法

燃料测定方法按测定原理不同分为经典化学分析法和仪器分析法。

2.3.3.3 燃料贮存与保管

固体燃料要按品种不同分开组堆存放,年轻煤要有防止自燃的措施,并随时监测煤堆内部温度变化情况。燃油也要分类存放于专用贮油罐中,不得任意掺混,样品要及时化验,防止氧化变质,并注意防火、防爆、防漏。

2.3.3.4 燃煤混配

为使锅炉可靠运行,确保燃料燃烧的某些性能稳定而进行的一项燃料制备工作,也称配煤。需依据锅炉燃用煤种的

煤质,并结合输煤方式、贮煤条件,通过试验确定不同品种煤的混配比例;配煤煤质指标按锅炉燃烧要求而定,通常选用灰分(或发热量)、挥发分或灰熔融性温度。

2.3.4 气体质量的监督

2.3.4.1 氢气体质量的监督

氢气体质量监督的主要工作是监测补充的氢气(制氢站或外购氢气)和发电机在运行氢压下氢气的湿度(露点温度表示)与氢气的纯度,保持氢气系统的正常运行,并进行发电机启停前后的气体置换(充、排气)。

2.3.4.2 六氟化硫气体(SF₆)质量的监督

六氟化硫为一种具有较高介电性能的新型优良绝缘与灭弧介质。六氟化硫气体质量的监督包括六氟化硫气体的充装、取样及其他技术要求。六氟化硫气体中如混入水分和氧会对电弧分解产物的组分与含量影响极大,为除去 SF₆ 中的水分及其产生的气相分解物,可以选用适宜的吸附剂在运行中连续处理。

2.3.5 热力设备和发、供电电气设备结垢、腐蚀的监督

检修和停、备用时的监督是在热力设备检修中,按标准 DL/T 561—1995《火力发电厂水汽化学监督导则》中关于热力设备各部位重点检查内容的有关项目和要求,对设备内部的结垢、腐蚀状况进行详细检查、记录、采样和测试,作出综合分析和评价。热力设备大修的化学检查是考核化学监督实际效果最直观的手段,是化学监督工作的一个重要部分。锅炉需要化学清洗时,在检修前,制订清洗方案和措施,并在清洗时进行监控。

当凝汽器更换铜管时,应根据 DL/T 712—2000《火力发电厂凝汽器管选材导则》合理选材。安装前应检查管材质量,进行涡流探伤和内应力检验(24h 氨熏试验),必要时进行退火处理。铜管试胀合格后,方可正式胀管,安装铜管时,不得使用临时人员。搞好凝汽器铜管的成膜、管口及管板涂胶等工作。

热力设备在停、备用期间,应按 DL/T 956—2005《火力发电厂停(备)用热力设备防锈蚀导则》的规定进行防腐保护。当采用新工艺时,应经过严格的科学试验,确定控制的药品浓度和实施参数,谨防由于药品过量或分解腐蚀热力设备。

2.4 化学技术监督的主要指标

2.4.1 水、汽质量

水、汽质量监督的主要指标是火力发电厂热力系统内水汽质量控制、监督的准则,为防止和减缓热力设备腐蚀、结垢与积盐对水各种物质的最大、最小或范围的容许含量所作的规定,是保证热力设备安全、经济运行的一项重要指标,也是设计、运行操作的依据。水汽质量标准,一般有国家级、行业和企业级;也可分为标准值、期望值和处理值三种。标准值是指设备连续稳定运行时应保持和低于的数值;期望值是经过设备调整确认不会影响设备可靠地连续运行和正常情况下维持的数值,更有利保证机组安全运行的值;处理值是故障所引起的短时间允许的最大和最小偏差,它与正常运行值相比,范围较宽,但在偏离这些极限值时,系统设备会受伤。

按电厂的生产过程,规定有质量标准的水汽种类大致有锅炉补给水、锅炉给水、炉水、蒸汽、汽轮机凝结水、疏水、生产回水、热网补给水、水内冷发电机冷却水、减温水、汽轮机循环水等。此外,还有机组停备用和启动阶段的水汽质量标准及水汽质量劣化时的标准。由于热力设备参数和水处

理方式不同,对同一种水汽要求的质量标准值也有差别。

2.4.2 油质

油质量监督的主要指标是新油和运行油的质量指标。运行油的检测,包括定期和不定期的取样检测,检测周期根据设备类型、用途、出力、结构、运行条件和环境状况而定。按不同设备规范,检测项目分为常规(必测)与非常规(选测)两类:常规检测项目,如外状、颜色、水分(定性)、击穿电压、杂质、黏度、闪点、凝点、界面张力、酸值、水分(定量)、破乳化度、水分离能力、颗粒度、介质损耗因数、电阻率等;非常规检测项目,如添加剂含量、氧化安定性、金属含量等。检测数据需积累与整理,结合运行情况进行综合分析,从而揭示油质变化规律及其与运行工况的关系,判断油质变化原因和提出处理措施。

2.4.3 燃料质量

燃料质量监督的主要指标是燃料的检测项目是否满足生产过程要求和煤的机械采样装置投入率。入厂煤一般按煤品种每批采样和检测。检测项目有全水分、工业分析(水分、灰分、挥发分和固定碳)、发热量和硫分。入炉煤则要求每班采样并检测全水分;每值则分析按各班煤量加权制成的综合煤样的工业分析、发热量和硫分。对液体燃料,检测项目有水分、密度和黏度等;对气体燃料,有水分、密度等。对于新建或扩建火电厂,煤质试验室为保证锅炉设计还需要增加试验项目,对固体燃料,增加试验项目有元素分析、灰的化学成分和灰的高温黏度特性、燃料性能、磨损指数、可磨指数、腐蚀特性、游离二氧化硅、煤灰比电阻、结渣特性等;对液体燃料,有发热量、灰分、凝固点、闪点、硫分和机械杂质等;对气体燃料,有发热量(直接或间接测定)、硫分。

2.4.4 气体质量

(1) 氢气。氢气质量监督的主要指标是补充的氢气(制氢站或外购氢气)和发电机在运行氢压下氢气的湿度(露点温度表示)与氢气的纯度。

(2) 六氟化硫气体。六氟化硫质量监督的主要指标是六氟化硫电气设备中气体中的微水含量和年泄漏率。

2.4.5 热力设备和发、供电电气设备结垢、腐蚀的监督

防腐、防垢监督主要指标是热力设备腐蚀、结垢的评价标准,锅炉化学清洗周期及锅炉化学清洗质量验收标准,停(备)用热力设备防锈蚀措施中的控制指标等。

3 绝缘技术监督

3.1 电气设备的绝缘

绝缘是电气设备结构中的主要组成部分,通常也是电气设备中的薄弱环节。随着电气设备的长期使用,绝缘材料逐渐老化,其绝缘性能下降,当作用于绝缘上的电压超过其临界值时,绝缘将破坏而失去绝缘作用,造成电气设备的损坏。用于电气设备的绝缘材料主要有固体电介质、液体电介质和气体电介质和真空等,例如瓷类、树脂类、云母类、塑料类、绝缘油类、六氟化硫气体等,不同类型绝缘的损伤或老化机理有所不同。如环氧树脂类绝缘材料的绝缘劣化主要受以下因素的影响:

(1) 温度的作用。绝缘长期处在较高的温度下而引起绝缘材料热老化,例如材料变脆丧失机械强度等。由于铜耗、铁耗、介质损耗等产生热量,另外摩擦等也会发热,导致绝缘温度升高。

(2) 机械应力的作用。绝缘材料在制造过程中和运行中都要承受机械应力,容易遭受损坏,在固定困难、反复启动

或短路时有很大电动力作用的部位下,可能使绝缘材料变形或相互间发生摩擦,使绝缘受到损伤。

(3) 电压的作用。绝缘要长期承受交流工作电压,此外可能遇到短时过电压。

(4) 环境影响。大气环境长期侵蚀等因素对绝缘材料劣化也会有一定的影响。

对于油、绝缘纸和纸板(电缆纸、电话纸、皱纹纸、绝缘纸板、胶纸板或筒)绝缘,因为油和纸板绝缘均易被污染,使绝缘性能下降。油中即使只有百分之几的杂质,耐电强度就会明显降低。油浸纸板的吸湿量超过3%~5%后,击穿强度显著降低,纸吸潮后与氧作用,将加速纸的裂解,使其力学性能下降,改变几何尺寸,油纸绝缘中存在水分主要是易于使纸纤维素老化,而对油的影响较小,现在已经用高速液相色谱法和气相色谱法测量纸纤维老化时生成的各种产物(例如糠醛)来判断老化程度。

电气设备绝缘的缺陷通常可以分成两大类:第一类是集中性的缺陷,例如悬式绝缘子的磁质开裂;发电机绝缘局部磨损、挤压破裂;电缆由于局部有气隙在工作电压作用下发生局部放电逐步损坏绝缘,以及其他的机械损伤、受潮等。第二类是分布性的缺陷,指电气设备整体绝缘性能下降,例如电动机、变压器、套管等绝缘中的有机材料的受潮、老化、变质等。绝缘内部有了上述这两类缺陷后,它的特性就往往要发生一定的变化。这样,可以通过一些试验把隐藏的缺陷检查出来。通过试验,掌握电气设备绝缘的情况,及早发现其缺陷,从而进行相应的维护与检修,以保证设备的正常运行,防止运行中设备在工作电压或过电压作用下击穿所造成的停电甚至严重损坏设备的事故,起着预防的作用。

3.2 绝缘技术监督的主要任务

在发电厂的规划、可行性论证、设计、招标采购阶段,根据相关技术标准、运行经验、反事故措施等提出绝缘技术监督的意见和要求,如发电机非正常工况运行能力、变压器承受短路能力等要求,根据污闪特征、运行经验等综合考虑绝缘子的选型,室内变电站、GIS变电站和土壤腐蚀性较强地区的接地网材质的选用等。

在设备采购合同中,明确制造和出厂验收过程中绝缘技术监督的要求,对于重要设备要进行过程监造和出厂验收。

重要设备运输至现场后,按合同规定进行验收并形成验收报告,并重点检查有可能影响绝缘性能的冲击记录、密封(渗漏或压力变化)等情况。

设备安装阶段,按照有关标准、规定和技术合同,按照标准要求开展交接试验。

电气设备投运后,根据电力设备预防性试验规程中的试验项目、周期和标准制定年度预防性试验计划,对异常设备应提前安排试验和缩短试验间隔时间。在设备的运行过程中,根据设备特点、运行情况、季节变化等实施运行监测和数据分析,如变压器(电抗器)的油温、油位、绝缘油色谱, SF₆ 气体绝缘设备的气体压力,避雷器的泄漏电流,发电机的机内温度场的分布规律等。根据季节特点和设备运行情况,开展绝缘技术监督专项检查,依据设备的检测试验结果、运行参数等,进行设备的诊断与状态评估,及时提出分析意见和改进措施。

大修、技术改造中,在方案审查、施工单位的资质审查、施工过程的质量控制、隐蔽工程的质量检查验收等环节,落实绝缘技术监督的要求。项目完成后,要形成完整的记录资料并进行验收。

在绝缘技术监督管理工作中,应积极采用先进可靠的试验和检测手段,如红外线、紫外线、超声波、光电技术、带电测量技术系统等,对受监设备进行诊断和状态评估,为设备检修维护策略、技术改造方案等提供决策依据。

3.3 绝缘技术监督主要考核指标

- (1) 不发生由于监督不到位造成的电气设备损坏。
- (2) 预防性试验完成率。
- (3) 缺陷消除率。

3.4 绝缘技术监督的基本制度

发电企业在日常的绝缘技术监督工作中,应建立适合本企业的规章制度,以规范、统一专业人员的工作行为。例如绝缘技术管理细则、现场设备运行规程、现场设备检修规程、设备缺陷管理制度、设备事故分析制度、设备备品配件管理制度、试验报告审核制度、工程及委外技术服务管理制度。

3.5 绝缘技术监督的基础数据和资料

(1) 符合实际情况的电气设备一次系统图、防雷保护与接地网图纸。

(2) 电气设备台账,包括安装使用说明书、出厂试验报告、产品说明书和随设备供应的图纸资料;投运日期及运行历史。

(3) 设备安装、检查记录、交接试验报告、验收记录。

(4) 运行中的巡视情况及在线监测数据。

(5) 设备的运行、检修、干燥、技术改造记录和有关运行、检修、技改的专题总结及验收报告;主设备的大修技术保证措施。

(6) 历次检修的原因、时间、项目、程序、工艺、发现的缺陷以及部件更换情况等。

(7) 设备缺陷统计资料和缺陷处理记录,包括缺陷部件、部位、原因、处置方式。

(8) 事故处理记录、分析报告和采取的措施。

(9) 定期进行的绝缘预防性试验记录;反映预防性试验情况的图表、卡片或微机记录;绝缘油或 SF₆ 气体试验记录;历次试验的时间、项目、所用仪表、状态信息、环境温度和湿度。

(10) 变压器油处理及加油记录,变压器事故及异常运行(如超温、气体继电器动作、出口短路、严重过电流等)记录。

(11) 发电机运行、检修、试验和停机记录(包括技术文件)。

(12) 断路器短路跳闸记录、过负荷跳闸记录,断路器上装设的测量控制仪表的试验记录。

4 热工技术监督

4.1 热工技术监督的主要任务

热工技术监督是一项综合性的技术管理工作,其主要任务是依据国家、行业有关的政策、规程、规定、规范、标准、制度、措施,利用先进的测试手段和管理方法对热工仪表及控制装置的系统设计、设备选型、安装调试、运行维护、检修、周期检定、日常校验、技术设备的改进等工作进行技术监督,查找设计、制造、基建、生产准备和运营期间存在的技术和管理问题,评估设备缺陷和热控系统存在的隐患,及时提出合理的预控及解决方案,从而使热控设备和系统经常处于完好、准确、可靠的状态,保障机组的安全经济

运行。

同时及时跟踪国内、国外热工技术发展方向,传播新技术和新标准,交流热工技术监督工作经验,推动热工控制技术水平整体提高也是热工监督的主要职责。

4.2 热工技术监督的范围

热工参数检测、显示、记录系统;自动调节系统;保护联锁及工艺信号系统;计算机数据采集系统;顺序控制系统;锅炉炉膛安全控制系统;汽轮机监视、保护系统;汽轮机控制系统;量值传递系统;程序控制系统;电气控制系统。

检测元件(温度、压力、流量、转速、振动、物位、分析、重量、位移、音频、视频等物理量及其他一次传感器);脉冲管路(一次门后的管路及阀门等);二次线路(热工仪表及控制装置的电缆、电缆槽架、支架、二次接线盒及端子排,补偿导线、补偿盒等);二次仪表及控制设备(指示、记录、累计仪表,数据采集及显示记录检索装置,调节器、操作器、调节执行器、运算单元、转换单元及辅助单元,变送器、基地式调节仪表、继电器、计算机及其附属设备等);保护联锁及工艺信号设备;顺序控制装置(顺序控制器、控制用电磁阀、气动装置、电动装置及开关信号装置等)。

计量标准器具及装置,包括标准温度、压力校验仪表、校验台。

电位差计、电桥、电阻箱、转速校验仪、水槽、油槽、便携式校验仪等。

厂级监控系统(SIS)和信息管理系统(MIS)与分散控制系统(DCS)等同监督。

4.3 热工技术监督的主要指标

在机组整套启动试运移交后,热控装置应满足以下质量标准。

4.3.1 热工监督(三率)指标

(1) 自动控制系统投入率:采用分散控制系统的应投入协调控制系统,投入率不低于 95%;采用其他控制系统的投入率不低于 80%;程控系统投入率大于或等于 90%。自动控制系统的可用率:300MW 及以上机组可用率大于或等于 90%,300MW 以下机组的可用率大于或等于 80%。

(2) 保护控制系统投入率及动作准确率:保护系统投入率达到 100%,保护系统正确动作准确率达到 100%。声光报警系统正确率:100%。

(3) 主要仪表及 DAS 测点抽检率、合格率:主要仪表抽检率 100%,DAS 测点抽检率 100%,主要仪表抽检合格率大于或等于 99%,DAS 测点抽检合格率大于或等于 99%,DCS 测点投入率大于或等于 99%。全年标准仪器送检率 100%。

4.3.2 热控系统指标

(1) 数据采集系统(DAS)设计功能全部实现。

(2) 顺序控制系统(SCS)应全部投运且符合生产工艺流程操作要求。

(3) 锅炉燃烧管理系统(BMS)应全部投运且动作无误。

(4) 汽轮机监视仪表(TSI)正常投运且检测参数准确。

(5) 汽轮机电液调节系统(DEH、MEH)应全部投运且动作无误。

(6) 旁路控制系统(BPS)应全部投运且动作无误。

4.3.3 自动调节系统动态、稳态品质指标

机组各主要被调参数的动态、稳态品质指标见表 16.7-1。

表 16.7-1 机组各主要被调参数的动态、稳态品质指标

参 数 指 标	负荷变动试验动态品质指标						AGC 负荷跟随试验 动态品质指标		稳态品质指标	
	直吹式机组			中间储仓式机组			直吹式 机组	中间储仓式 机组	300MW 以下机组	300MW 及以上机组
	①	②	③	④	⑤	⑥				
负荷指令变化速率(%) (P_e/min)	2	2	3	3	3	4	1.5	2.0	—	—
实际负荷变化速率(%) (P_e/min)	≥ 1.5	≥ 1.5	≥ 2.2	≥ 2.5	≥ 2.5	≥ 3.2	≥ 1.0	≥ 1.5	—	—
负荷响应纯延迟时间(s)	120	8.150	8.150	60	40	40	8.150	40	—	—
负荷偏差(%)(P_e)	± 3	± 3	± 3	± 3	± 3	± 3	± 5	± 5	± 1.5	± 1.5
主蒸汽压力(MPa)	± 0.6	± 0.5	± 0.5	± 0.5	± 0.5	± 0.5	± 0.6	± 0.5	± 0.2	± 0.3
主蒸汽温度($^{\circ}\text{C}$)	± 10	± 8	± 8	± 10	± 8	± 8	± 10	± 10	± 2	± 3
再热蒸汽温度($^{\circ}\text{C}$)	± 12	± 10	± 10	± 12	± 10	± 10	± 12	± 12	± 3	± 4
汽包水位(mm)	± 60	± 40	± 40	± 60	± 40	± 40	± 60	± 60	± 20	± 25
炉膛压力(Pa)	± 200	± 150	± 150	± 200	± 150	± 150	± 200	± 200	± 50	± 100
烟气含氧量(%)	—	—	—	—	—	—	—	—	± 1	± 1

注 1. 600MW 等级直吹式机组：指标①为合格指标，指标②为优良指标。
2. 600MW 等级以下直吹式机组：指标②为合格指标，指标③为优良指标。
3. 300MW 等级及以上中间储仓式机组：指标④为合格指标，指标⑤为优良指标。
4. 300MW 等级以下中间储仓式机组：指标⑤为合格指标，指标⑥为优良指标。
5. AGC 负荷跟随试验的负荷变动量 10% P_e ，斜坡双向变动。
6. 负荷变动试验的负荷变动量 15% P_e ，单向变动。

4.3.4 DCS 分散控制系统主要质量标准

- (1) 系统可用率： $\geq 99.9\%$ 。
- (2) 事件顺序记录分辨率小于或等于 1ms。
- (3) 抗干扰能力：共模电压为 250V；共模抑制比为 90dB；差模电压为 60V；差模抑制比为 60dB。
- (4) 系统实时性和响应速度：CRT 画面上数据的刷新周期小于或等于 1s；控制器的工作周期，模拟量控制小于或等于 0.25s，开关量控制小于或等于 0.1s。
- (5) 控制器 CPU 负荷率不大于 60%。
- (6) 操作员站、工程师站和历史站 CPU 负荷率不大于 40%。
- (7) I/O 点、I/O 插件槽裕量为 10%~15%。
- (8) 通信总线的负荷率不大于 30%~40%。对于以太网则不得超过 20%。

4.4 热工技术监督的重点工作

4.4.1 设计阶段

按照有关标准和规范进行，对热工仪表及控制系统的系统图、软件组态、原理图、施工图应组织技术人员会审，确保符合工程要求。

4.4.2 施工调试阶段

按照标准和规范要求，施工前对热工仪表及控制装置系统的布置以及电缆接线、盘内接线和端子排接线图进行核对；监督施工、调试单位编制的热工自动调节系统和热工保护系统调试大纲、调试措施以及热工仪表及控制系统试运计划，试运计划应详细规定热工仪表及控制系统应投入的项目、范围和质量要求；调试结束后，施工、调试单位（部门）应移交相关文件、资料和工程档案。

4.4.3 运行及检修阶段

对运行中的热工系统及热工设备进行定期巡检，保持热工仪表及控制装置整洁、完好和准确；主要自动调节系统和

主要热控保护系统随主设备准确可靠地投入运行。禁止 DCS 系统与外部网络的直接连接。热控系统发生异常和故障及时采取相应措施并进行总结分析。

在机组停运或检修过程中，进行锅炉灭火保护、锅炉压力保护、锅炉汽包水位保护、锅炉辅机联锁保护等重要锅炉保护系统试验和主机保护、电超速保护、汽轮机辅机联锁保护、给水泵联动保护等重要汽轮机保护系统试验；对自动控制系统定期进行试验和优化，系统变更后对热工定值要进行核准；热控系统及设备检修、改进、校验和试验的各种资料以及数据、图纸应与实际相符。

4.4.4 热工计量监督

按标准要求完成热工计量的标准传递及热工计量标准装置的认证考核。

4.4.5 热工技术监督管理

建立热工技术监督网络并制定相应的规程制度，包括热工仪表和控制系统的运行、调试、检修、维护、使用、验收规程，以及执行热工工作报告制度、定期查评制度、热工技术监督工作会议制度和异常告警制度等。建立热工设备技术资料档案和重要热控系统的技术维护档案。

随着热工控制技术的发展、新系统、新设备、新工艺不断采用，应充分利用信息化手段根据生产实际的要求积极探索热工技术监督的新形式、内容和方法。

5 环保技术监督

5.1 环保技术监督的范围

环保监督的范围主要包括建设项目初步可行性研究、环境影响评价、初步设计、环保设备的设计审查、选型、监造、安装、调试、验收、运行、检修及设备改造等各个环节的全过程监督。并以燃料、环保设施和污染物排放为对象，以国家法律、法规及环保标准为依据，以环境监测为手段，

监督环保设施的正常投运,从而使污染物达标排放,并努力降低污染物的排放量。

5.2 环保技术监督的主要任务

(1) 贯彻执行国家、电力行业、地方各项环境保护的法律、法规、政策及上级有关制度、规定及要求,严格贯彻执行“环保设施必须与主体工程同时设计、同时施工、同时投产使用”的三同时制度。

(2) 定期召开环境保护工作会议,总结本企业的环境保护工作,研究制定环境保护规划。

(3) 负责本企业环境保护技术监督工作,监督、检查、考核执行情况。

(4) 掌握本企业污染物排放情况及环境保护设施的运行情况。

(5) 完成规定的监测任务,整理、分析污染监测数据资料。当监测结果异常时,应查找原因,并及时上报。

5.3 环保技术监督的主要工作内容

5.3.1 环境影响评价阶段

(1) 建设项目(新建、扩建、改建)开工前,应根据《中华人民共和国环境影响评价法》及《建设项目环境保护管理条例》中的相关规定,报批环境影响报告书,对建设项目产生的污染及对环境的影响进行全面评价,并通过环境行政主管部门的审查和批准。

(2) 建设项目的环境影响评价工作,应由取得相应资格证书的单位承担。

5.3.2 设计阶段

(1) 环境保护设施的设计必须按国家规定的设计程序和环境影响报告书批复的要求进行,并使设计选型具有前瞻性和先进性。

(2) 企业应和设计单位在设计前对现场环境进行调研,对环境水质、空气质量等进行环境影响评价。调查灰渣综合利用情况,预测污染物排放变化趋势和对环境的影响。

(3) 企业应要求设计单位严格执行环境保护设施与电力生产设施同时设计的规定。

(4) 企业应参加环境保护设施的设计、设备选型以及材料选择等技术讨论和审核,并参加设计审查会议。

5.3.3 施工阶段

(1) 企业应要求施工单位严格执行设计方案和有关技术监督规定。

(2) 企业应要求施工单位严格执行环境保护设施与电力生产设施同时施工的规定。

(3) 企业应从设备监造、检验、验收开始参加技术监督工作,各阶段的监督工作应有完整的签字、验收管理手续。

(4) 企业应要求设备制造厂家按合同要求制造,并提供设备图样、使用、维护说明书,以及质量检验证书、出厂证明等。

(5) 企业应要求施工单位提供设备的安装图样、工程质量大纲、设备质检记录和验收记录等。

(6) 企业对设备的制造和安装质量应进行抽检,并作好抽检记录,提供抽检报告。

5.3.4 调试和试生产阶段

(1) 调试单位应负责编制环境保护设施的调试大纲、技术措施,并作好调试记录。试生产前,企业应要求调试单位提交试验记录、调试报告和有关技术资料。

(2) 企业应监督检查调试方案的实施,保证各项指标达到设计值,确保环境保护设施与生产设施同时投产。

(3) 建设项目试生产前3个月,应向所在省环保局提出试生产申请,并报告国家环保总局,得到同意后方可进行试生产。

(4) 企业应建立健全环境保护技术监督的各项规章制度,设备技术档案、系统图表、运行记录、监测记录、试验报告、工作总结等技术档案管理工作应符合要求。

(5) 建设项目竣工后,按《建设项目竣工环境保护验收管理办法》,向有审批权的环境保护行政主管部门,申请该项目配套的环境保护设施竣工验收。

(6) 火电厂应按《建设项目环境保护设施竣工验收监测技术要求》,委托有资质的环境监测站完成竣工验收监测。并将竣工验收监测报告上报相关环境保护行政主管部门。获得建设项目竣工环境保护验收合格证书后,方可正式投入生产。

5.3.5 运行阶段

(1) 监督检查环境保护设施的正常运行和投运率。

(2) 定期监测污染物排放情况,严格执行国家、地方排放标准。

(3) 积极开展污染治理工作,审核、监督污染治理项目。

(4) 监督检查污染物排放浓度和排放量,掌握污染物排放情况。

5.3.6 检修及技术改造阶段

(1) 审查环境保护设施大、小修和技术改进工程工作计划,监督检查计划执行情况。

(2) 在设备检修时,参加消缺项目检修工艺措施的研究,同时对使用的备品、备件,重要材料要进行检查和试验,以确保检修质量。

(3) 做好检修前、后的检查和验收工作,并记录在案。

5.4 环保技术监督的主要指标及污染物监测

(1) 各类环保设施(除尘设备、脱硫设备、脱硝设备、废水处理设施、除灰除渣系统、烟气连续监测系统及噪声控制设备)的主要性能指标,包括设备投入率等。

(2) 各类废水中各污染因子的排放浓度及排放量监测(灰场排水、工业废水、生活污水)。应满足 GB 20426—2006《煤炭工业污染物排放标准》《污水综合排放标准》。

(3) 烟气污染物排放浓度及排放量监测(烟尘、二氧化硫、氮氧化物的排放浓度及烟气黑度)。应满足 GB 13223—2003。

(4) 工作场所及厂界噪声强度监测。应分别满足 GBZ 1—2002《工业企业设计卫生标准》及 GB 12348—2008。

(5) 厂界工频电场与磁场强度监测。

(6) 煤、灰、渣场粉尘无组织排放监测。应分别满足 GB 18599—2001《一般工业固体废物贮存、处置场污染控制标准》及 GB 20426—2006。

(7) 工作场所粉尘浓度监测。应满足 GBZ 2.1—2007《工作场所有害因素职业接触限值》。

(8) 灰、渣场地下水水质监测。应满足 GB/T 14848—1993《地下水质量标准》。

(9) 燃煤中硫分、灰分的分析测定。应不大于设计值。

以上各主要环保监督指标的监测周期参照 DL/T 414—2004 及 DL/T 799.1—7—2002《电力行业劳动环境监测技术规范》执行。

5.5 环保技术监督范围的延伸

随着社会经济的发展,电力环境保护的领域已由以火电为主,逐步扩大到水电、输变电、新能源发电等领域;电力环境保护的内容也逐步延伸到规划、设计、施工、生产运行、退役处理整个电力工业“生命周期”的全过程。电力环境保护的范围也由污染物排放治理逐步发展到生态保护、水土保持、电磁污染防治、噪声强化控制等各个方面。

6 火电厂节能技术监督

6.1 节能技术监督的任务

节能技术监督是采用技术措施或技术手段对影响电厂经济效益的重要参数、性能和指标进行监测、检查、分析、评价和调整,对发电设备的效率、能耗进行监督,做到合理优化用能,降低资源消耗。它涉及企业耗能设备及系统的方案、设计、安装、调试、运行、检修和技术改造等诸环节,目的是使电厂的煤、电、油、汽、水等消耗指标达到最佳水平。

6.2 节能技术监督的主要工作内容

6.2.1 节能基础管理

建立健全本单位的节能技术监督制度,如节能监督管理标准或实施细则、节能监督考核和奖惩制度、能源计量管理制度、热力试验管理制度等,并根据生产实际需要定期修订;每年应根据系统设备的实际运行状况,提出年度节能监督计划,包括主要日常管理工作、应开展的试验检测工作和各专业的节能技术改造项目计划等,并对节能中长期规划进行修订。

能源计量是节能监督的基础,电厂必须配齐生产和非生产用的煤、油、汽、水、电计量表计,并规定进行校验,使能源计量器具配备率和周期受检率达到100%,计量检测率达到95%,必须将非生产用能与生产用能严格分开,按月抄表。

加强设备性能试验工作,按规定作好各项试验,掌握设备能耗状况。机组大修前后必须进行效率对比试验,主要辅机改进前后必须进行性能对比试验,锅炉计划检修前后必须进行空气预热器漏风测定,每月进行一次真空严密性试验。

应定期进行机组或全厂燃料、汽水、电量、热量等能量平衡的测试工作,并根据试验结果提出节能技术改进措施。能量平衡测试工作至少应每五年或一个大修期进行一次。

建立健全电力生产建设全过程的节能技术监督档案和基础资料管理,保证检测、试验、更改报告及有关原始资料、记录的准确、完整,所有原始资料、报告、记录应备份电子版。

6.2.2 燃料监督

对燃料计量装置进行定期维护和校验,对入厂煤量和入炉煤量进行对比分析,使燃料计量准确,保证正平衡计算发、供电煤耗的准确性;对进厂、入炉煤自动取样装置定期维护和校验,按标准要求分析化验,确保采样、化验准确,减小热值差和水分差。

燃烧非单一煤种的电厂,应根据不同煤种及锅炉设备特性,确定掺烧方式和掺烧配比,配煤比例要恰当、均匀。

6.2.3 运行监督

采用性能指标在线监测系统,积极开展小指标竞赛,每月对重要的技术参数对能耗、厂用电率等主要综合指标的影

响,进行定量耗差分析,既要与上月、上年同期比,也要与设计值、历史最好以及国内外同类型机组最好水平比较,以发现问题,提出解决措施。

运行人员要随时掌握入炉煤的变化情况,根据煤质分析报告、机组负荷及炉膛燃烧工况,及时进行燃烧调整;加强对锅炉受热面积灰进行监督,使锅炉经常处于最佳工况运行。

保持汽轮机在最有利的背压下运行。在凝汽器冷却管清洁状态和凝汽器真空严密性良好的状况下,绘制不同循环水温度时出力与端差关系曲线,作为运行监视的依据。

在燃料煤质多变的情况下,注重磨煤机运行方式调整试验,必要时对制粉系统的关键部件进行技术改造,充分发挥磨煤机及其系统设备的潜力,使制粉系统在最经济工况下运行。

改善操作技术,努力节约点火用油和助燃用油。应根据各种启停状态条件,制定冷、热态及各种启停状态点火和助燃耗油定额,并加强对启停过程的监督,认真考核。

6.2.4 检修监督

对于主要运行监视参数(如主蒸汽温度、再热蒸汽温度、减温水量、受热面管壁温度、排烟温度、飞灰可燃物等)异常的锅炉,应通过全面的燃烧调整试验,采取合理的技改措施提高锅炉效率。

定期清理锅炉受热面、空气预热器传热元件、暖风器、汽轮机通流部分、凝汽器和加热器等设备,以提高其传热效率;定期对空气预热器进行维护,减少漏风。

对早期投产的125、200、300MW汽轮机,可采用更换新型叶轮、新型隔板、新型结构汽封、新型流道主汽门和调节汽门等措施进行通流部分改造,提高流道圆滑性和减少节流损失。

通过性能测试了解各主要辅机的运行状况,对运行效率较低的风机、水泵,要根据其形式、与系统匹配情况和机组负荷调节情况等,采取更换叶轮、导流部件及密封装置,或调速技术措施,进行改造,杜绝“大马拉小车”的不合理现象,提高其运行效率。

定期检查主蒸汽、再热蒸汽、高压旁路、低压旁路、抽汽管道上的疏水阀门、高压加热器危机疏水阀门、给水泵再循环阀门等的严密性状况,并根据情况及时消除“泄漏”。

定期检查热力设备保温状况;对炉顶及炉墙严密性差的锅炉,应采用新材料、新工艺或改造原有结构的措施予以解决。

6.3 节能技术监督的主要技术指标

火电厂技术经济指标是指影响火电厂主要发电设备及其系统经济性的各项技术经济指标,通常综合经济指标主要包括供电煤耗(或电厂效率)、发电煤耗、供电量、供热量、厂用电率和发电水耗等;其他指标主要包括燃料质量、数量指标、厂用电指标、锅炉、汽轮机技术经济指标等。

供电煤耗是指火电厂每向电网供1kWh电量所耗用的标准煤量(g/kWh),是全厂运行、维护以及各项管理工作水平的综合体现;电厂效率是指发电机组对煤炭的利用程度,对于单元凝汽式机组电厂效率取决于锅炉效率、汽轮机效率和管道效率。火力发电厂煤耗计算以正平衡为主,反平衡计算校核。正平衡计算煤耗,通常作为表征机组运行性能的轮廓指标,只有反平衡计算才能为改善机组的性能提供决策依据。

技术经济指标管理通常是将全厂全年的供电煤耗任务分

解落实到各项小指标，逐级分解到班组，并从时间上分解到季度、月度计划指标，确保各部门、班组明确全年指标任务，其目的是各项小指标的全面完成，来确保全年全厂供电煤耗率指标的完成。其中锅炉、汽轮机及其系统的各项主要技术经济指标的管理要求见表 16.7-2。

表 16.7-2 锅炉、汽轮机及其系统的各项主要技术经济指标及监督要求

名 称	定 义	管 理 要 求
锅炉效率	锅炉输出热量占输入热量的百分率	最近试验结果为监督依据
主蒸汽压力	末级过热器出口的蒸汽压力值	不 低 于 规 定 值 0.2MPa
主蒸汽温度	末级过热器出口的蒸汽温度值	不低于规定值 3℃
再热蒸汽温度	再热器出口管道中的蒸汽温度值	不低于规定值 3℃
排烟温度	烟气离开锅炉尾部最末级受热面时的温度	不大于规定值+5℃
锅炉氧量	锅炉运行控制的烟气中氧的容积百分率	规定值±0.5%
空气预热器漏风率	漏入空气预热器烟气侧的空气量占进入空气预热器烟气质量的百分率	回转式不大于 10%； 管式不大于 5%
飞灰可燃物	飞灰中未燃尽的炭的质量百分比	与 V_{ad} 有关参见 DL/T 831—2002
吹灰器投入率	正常投入台次与应投入台次的百分比	不低于 98%
煤粉细度	用标准筛筛分后留在筛上的剩余煤粉质量占所筛分的总煤粉质量百分比	与 V_{ad} 有关参见 DL/T 831—2002
汽轮机热耗率	汽轮发电机组生产 1kW _h 的电能所消耗的热量	最近试验结果为监督依据
给水温度	高压给水加热系统大旁路后的给水温度	不低于规定值 5℃
凝汽器真空度	低压缸排汽端（凝汽器喉部）的真空占当地大气压力的百分数	闭式系统不低于 92%，开式系统不低于 94%
真空严密性	规定试验条件下的真空下降速度	不高于 270Pa/min
凝汽器端差	凝汽器压力对应的饱和温度与凝汽器循环水出口温度之差	不高于 8℃（据实际情况计算）
加热器端差	加热器进口蒸汽压力下的饱和温度与水侧出口温度的差值	不大于设计值
高压加热器投入率	高压加热器投运小时数之和占应投运小时的百分比	不低于 98%
胶球装置投入率	胶球清洗装置正常投入次数，与该装置应投入次数之比值的百分数	不低于 98%

续表

名 称	定 义	管 理 要 求
胶球装置收球率	每次胶球投入后实际收回胶球数与投入胶球数比值的百分数	不低于 95%
疏放水阀门漏泄	漏泄阀门数量占疏放水阀数量的百分数	不大于 3%
辅助设备单耗	每生产或输送单位质量的工质消耗的电量	不大于设计值
辅助设备耗电率	辅助设备消耗电量与机组发电量的百分比	不大于设计值
机组补水率	指向锅炉、汽轮机及其热力循环系统补充的除盐水量占锅炉实际蒸发量的百分比	≥300MW 凝汽机组为 1.5%，< 300MW 凝汽机组为 2.0%
入厂煤与入炉煤热量差	入厂煤收到基低位发热量（加权平均值）与入炉煤收到基低位热值（加权平均值）之差	不大于 502kJ/kg

7 继电保护技术监督

7.1 继电保护技术监督的范围和内容

7.1.1 继电保护技术监督范围

- (1) 继电保护装置：发电机、变压器、电动机、电抗器、母线、线路的保护装置等。
- (2) 系统安全自动装置：自动重合闸、备用设备及备用电源自动投入装置、励磁装置、强行励磁、强行减磁、发电机低频启动、发电机自动准同期、按频率自动减负荷、故障录波器、振荡启动或预测（切负荷、切机、解列等）装置及其他保证系统稳定的自动装置等。
- (3) 控制屏、中央信号屏与继电保护有关的继电器和元件。
- (4) 连接保护装置的二次回路。
- (5) 为继电保护专用的高频通道、光纤通道设备回路。

7.1.2 继电保护技术监督的主要工作内容

- (1) 对继电保护及安全自动装置的规划、设计、选型、制造、安装、调试、生产运行、技术改造等阶段实行全过程监督。
- (2) 对运行中或准备投入运行的继电保护及安全自动化装置按规程进行定期检验和各种试验，检查所配置的继电保护及安全自动装置完好，动作正常，整定正确，确保继电保护及安全自动装置的可靠性和正确性。
- (3) 对基建或新投运的电气设备，按标准和规范要求对继电保护及安全自动装置的设计、安装和调试工作进行验收试验；对于微机型继电保护及安全自动装置，按规程要求进行验收试验、定期检验。
- (4) 定期检查、核对继电保护及安全自动装置的投切情况，确认继电器的投切、参数的整定、出口压板的状态等应与电气系统及设备的运行方式相符，确保继电保护及安全自动装置的选择性和投用率。
- (5) 对保护定值进行计算、复核、审定、执行和保管。
- (6) 对继电保护技术监督情况及时进行分析；积极依靠技术进步，采用和推广成熟的、先进的测试技术和设备，不断提高继电保护监督技术水平和工作效率。

7.2 继电保护技术监督的重点工作

7.2.1 工程设计、基建阶段继电保护技术监督

(1) 在规划、设计和确定一次接线时,应考虑继电保护装置技术性能、条件和运行经验。

(2) 新建、扩建、技改工程继电保护设计,应统筹考虑整个系统继电保护运行的要求。继电保护设计中,保护屏、保护装置本体、保护原理、保护装置用直流中间继电器、跳(合)闸出口继电器及相关回路、信号回路、跳闸压板、二次回路、直流电源、直流回路及保护的双重化配置等的设计应符合有关标准和规范要求。

(3) 按照有关继电保护的规程、技术规范、反措等规定,进行设备安装施工、调试等工作,保证质量并形成完整的技术资料。

(4) 编制继电保护安装、调试与定期检验的工艺流程和二次回路验收条例(大纲),对新安装继电保护装置竣工后进行项目验收,并按相关规程和规定进行调试,按定值通知单进行整定。检验整定完毕,并经验收合格后投入运行。

(5) 做到新建工程投入时,全部设计并已安装的继电保护和自动装置应同时投入,以保证新建工程的安全投产。

7.2.2 运行阶段监督

(1) 按照规程、标准和制造厂提供的资料等编制、修订继电保护运行规程、检验规程等,建立、健全继电保护装置运行管理规章制度,并建立继电保护(含图样、资料、动作统计、运行维护、检验、事故、调试、发生缺陷及消除等)档案,通过有秩序的工作和严格的技术监督,杜绝继电保护人员因人为责任造成的“误碰、误整定、误接线”事故。

(2) 定期对继电保护及安全自动装置进行巡视,掌握设备运行状况,并及时消除存在缺陷。

(3) 建立继电保护装置检验管理制度,监督继电保护装置检验规程的实施。

(4) 建立和完善定值及软件管理制度,严格执行继电保护整定方案。

(5) 对继电保护装置动作状况及管理工作应定期进行统计、分析和评价,提出改进措施并及时消除。

7.2.3 继电保护定值和程序管理

(1) 电厂需根据电网的变化定期对保护整定值进行校核。

(2) 保护现场定检后要进行三核对,核对检验报告与定值单一致、核对定值单与设备设定值一致、核对设备参数设定值符合现场实际。

(3) 设备软件的版本应按年度编号,注明程序版本号、CRC 校验码(或程序和数)、拷贝日期、签发日期、限定执行日期、拷贝人签字、审核人签字、批准人签字、使用单位签字和作废的程序通知单号等,并加盖“继电保护专用章”。在无效的程序通知单上加盖“作废”章。

(4) 微机继电保护装置定值通知单和程序通知单应设专人管理,登记在册,定期监督检查。

7.3 继电保护的主要监督指标

- (1) 继电保护装置投入率。
- (2) 继电保护装置正确动作率。
- (3) 继电保护设备年检计划完成率及合格率。
- (4) 励磁系统自动电压调节器应按要求正常投入。
- (5) 故障录波器、故障顺序记录仪应能正常投入。
- (6) 同期装置及自动投入装置应能正常投入。

8 电能质量技术监督

8.1 电能质量技术监督的范围及内容

8.1.1 监督范围

火电厂电能质量技术监督的主要范围包括火电厂输出电能的电压、频率、谐波质量和三相不平衡度等,对全厂的发电机的无功出力、调压功能、进相运行及电压质量进行管理与监督,使电源电压和频率等调控在标准规定允许范围之内。

8.1.2 电能质量技术监督主要工作

电能质量技术监督主要工作是:按规定作好运行频率及电压统计;定期检测相关设备的谐波、畸变率及三相不平衡度;定期对电能质量测试仪、监测仪、显示仪表、电压及频率变送器等设备进行检验或送检;设备运行消缺及其记录;编写年度电能质量技术监督工作总结报告。

8.2 主要监督指标

- (1) 电能质量仪表定检率。
- (2) 连续运行统计期内母线电压合格率。
- (3) 连续运行统计期内频率合格率。
- (4) 自动调频装置投入率。
- (5) 自动励磁调节、强行励磁调节和低励限制装置投入率。
- (6) 谐波测试完成率。
- (7) 三相电压不平衡度合格率。

8.3 电压质量与无功电力技术监督重点要求

8.3.1 电压质量监测

(1) 发电环节电压质量的监测,电压监测点设置原则为与主网(220kV及以上电压电网)直接连接的发电厂高压母线电压。

(2) 电压监测应使用具有连续监测和统计功能的仪器、仪表或自动监控系统,其测量精度宜不低于0.5级。

(3) 监测内容为月、季、年度电压合格率及电压超过允许偏差上、下限值的累积总时间。

电压统计时间单位为min。电压质量合格率计算公式为

$$\text{电压质量合格率} = \left(1 - \frac{\text{电压超上限时间} + \text{电压超下限时间}}{\text{电压监测总时间}} \right) \times 100\% \quad (16.7-1)$$

8.3.2 电压允许偏差

(1) 凡由调度部门下达电压曲线的母线电压,均应按下达的电压曲线进行监测、调整。

(2) 未由调度部门下达电压曲线的母线电压,其允许偏差值如下:

1) 500(330)kV 母线。正常运行方式时,最高运行电压不得超过系统额定电压的+10%;最低运行电压不应影响电力系统同步稳定、电压稳定、厂用电的正常使用及下一级电压的调节。

2) 220kV 母线。正常运行方式时,电压允许偏差为系统额定电压的0%~10%;事故运行方式时为系统额定电压的-5%~+10%。

3) 110~35kV 母线。正常运行方式时,电压允许偏差为系统额定电压的-3%~+7%;事故后为系统额定电压的±10%。

8.3.3 电压及无功调整

(1) 发电机组的自动调整励磁系统应具有自动调差环节和合理的调差系数,各机组调差系数的整定应协调一致;自动调整励磁装置应具有强励限制、低励限制等环节,并投入运行。

(2) 发电机额定功率因数(迟相)值,应根据电力系统的要求决定:

1) 直接接入 330~550kV 电网处于送端的发电机功率因数,一般选择不低于 0.9;处于受端的发电机功率因数,可在 0.85~0.9 中选择。

2) 直接输电系统的送端发电机功率因数,可选择为 0.85。

3) 其他发电机的功率因数可按 0.8~0.85 选择。

(3) 发电机应具有进相运行能力。

1) 100MW 及以上机组应具备在有功功率为额定值时,功率因数进相 0.95 运行的能力。

2) 投入运行的发电机,应有计划的进行进相运行试验,根据试验结果予以应用。

3) 进相运行机组应保留 10% 的静稳储备,并以此确定运行限额出力图。

(4) 发电厂(机)的无功出力调整应按运行限额图进行调节,在高峰负荷时,将无功出力调整至使高压母线电压接近允许偏差上限值,直到无功出力达到限额图的最大值;在低谷负荷时,将无功出力调整到使高压母线电压接近允许偏差下限值,直至功率因数值达到 0.98 以上(迟相)(或核定值);或根据调度要求,具有进相运行能力的发电机应达到进相运行值。

8.4 频率质量技术监督重点要求

8.4.1 标称频率

正常运行下标称频率为 50Hz,电力系统正常频率偏差允许值为 0.2Hz。对于超超临界、超临界、亚临界大容量火电机组,频率偏差的程度及其累计允许时间有严格规定的,运行中应严加防范。

8.4.2 测量仪器

用于频率偏差指标评定的测量,宜使用具有连续监测和统计功能的仪器、仪表或自动监控系统,其绝对误差不大于 0.01Hz。

8.4.3 监测内容

监测内容为月、季、年度频率合格率及频率超允许偏差上、下限值的累积总时间。

频率统计时间单位为 min。频率质量合格率计算公式为

$$\text{频率质量合格率} = \left(1 - \frac{\text{频率超上限时间} + \text{频率超下限时间}}{\text{频率监测总时间}} \right) \times 100\%$$

(16.7-2)

8.5 谐波质量技术监督重点要求

8.5.1 谐波测量的时间

电力设备如发电机、变压器等调试投运时可进行谐波测量,了解和掌握投运前、后的谐波水平及其变化,检验谐波对有关设备的影响,确保投运后系统和设备的安全、经济运行。

8.5.2 谐波监测点

发电厂的谐波监测点可选取发电机出口、升压站母线、6kV 厂用电母线,测量谐波电压和谐波电流。

8.6 电压波动和闪变、三相不平衡技术监督的重点要求

电压波动和闪变、三相不平衡负荷指标的技术监督要符

合国家标准和相关规定。其监测一般在冲击负荷和不对称负荷接入系统前后进行专门测量,以确定此类负荷对系统所造成的影响程度大小,必要时应进行连续监测。

9 电测技术监督

9.1 电测技术监督的任务

电测技术监督工作是保障发电企业安全、经济运行的重要手段。电测技术监督工作坚持计量准确、确保修调质量、现场人员及设备安全的原则,在电力建设和生产过程中,对电测计量器具积极开展从设计选型、安装调试、运行维护、周期检定和技术改造等全过程的技术监督。电测技术监督工作管理做到法制化、制度化、规范化、标准化。

9.2 电测技术监督的范围

电测技术监督的范围包括:①电工测量仪器仪表;②电测量指示仪器仪表;③电测量数字仪器仪表;④电测量记录仪器仪表(包括统计型电压表);⑤电能表;⑥电能计量装置;⑦电流、电压互感器;⑧电测量变送器;⑨交流采样测量装置;⑩电测量系统二次回路;⑪电测量标准装置;⑫电能计量计费系统;⑬试验类测量仪器(包括继电保护测试仪、高压计量测试设备等)。

9.3 电测技术监督的主要工作内容

9.3.1 量值传递

发电企业电测量值传递应符合量值溯源体系。企业应建立电测量标准实验室,按规定配置电测量标准,用以开展本企业内部电测量器具的检定、校准工作。企业建立的电测量标准,须经过计量标准考核合格后方可投入使用。从事电测量检定工作的人员必须持有相应项目的计量检定员证,严禁无证开展计量检定工作。用于量值传递的电测量标准器具和工作中的电测量器具均应按相关规程、规范进行定期检定/校准(含现场检验),凡超过检定周期或检定/校准后无证书的电测量标准器具和工作中的电测量器具必须停用。

9.3.2 计量检定

9.3.2.1 电测量标准实验室

电测量标准实验室是用以开展电测量器具的检定、检修、试验等工作场所。实验室的环境条件满足计量检测的要求程度直接影响计量检测结果的准确性,实验室的环境温度、相对湿度必须符合国家、行业相关规程、规范的要求,并应设立与外界隔离的保温防尘缓冲间,实验室应有防尘、防火措施,新风补充量和保护接地网应符合要求;室内应光线充足、噪声低、空气流速缓慢、无外电磁场和振动源、布局整齐并保持清洁,实验室动力电源与照明电源应分路设置,动力电源容量按实际所需容量的 3 倍设计。

9.3.2.2 电测量标准装置的技术要求

发电企业电测量标准装置必须通过计量标准考核合格后,方可开展量值传递工作。在计量标准有效期满前六个月须向原考核部门提出复查申请。计量标准装置的封存和停用应以书面形式报考核部门备案。计量标准应每年进行重复性试验和稳定性考核。每项计量标准应按照 JJF 1033—2008《计量标准考核规范》建立文件集。

9.3.2.3 计量检定/校准(现场检验)

计量检定/校准(含现场检验)应严格遵守相应的计量检定规程及规范。属于强制检定的电测量标准器具以及工

作计量器具,应由法定计量检定机构或者授权的计量检定机构执行强制检定。电厂可自行开展非强制检定计量器具的检定/校准工作,自行检定/校准的计量器具应合理确定检定/校准周期,所有检定/校准及检验(含现场检验)的计量器具都须有原始记录,并按规定妥善保存。现场检验主要包括:电流、电压互感器检验;电能表周期检验;电压互感器二次回路压降测试;交流采样测量装置校验等。现场检验可依据有关规程、规范,只进行部分项目的检验,但现场检验不可代替实验室的检定,现场检验不合格时应进一步确认。

9.3.3 监督管理

9.3.3.1 电测量器具的检定管理

发电企业电测技术监督机构应制定电测量器具周期检定计划,并按计划执行。电测量器具的检定/校准应积极采用先进的技术及装备,实现检定过程控制自动化和各类检定/校准数据的自动存储和分析。

9.3.3.2 电测量信息管理

发电企业电测技术监督机构应建立电测量计算机管理信息系统。电测量信息系统包括:①电测量器具资产档案信息;②电测量器具检定/校准数据档案信息;③法规、文件及技术资料档案;④人员档案等。

9.3.3.3 电能计量装置技术管理

发电企业的电能计量装置应按照 DL/T 448—2000《电能计量装置技术管理规程》的要求执行,电能计量装置的配置应满足相关的技术要求。对于关口电能计量装置,应定期开展包括电能表的现场检验、计量用互感器的误差测试和实负荷测试、计量用电压互感器二次回路电压降测试,确保其在规定的合格范围之内,从而将关口电能计量装置的综合误差限制在一定的范围之内。

9.4 电测技术监督指标

(1) 电测技术监督指标的“二率”计算公式为

$$\text{检验率} = \frac{\text{实际检定仪表(仪器)总数(台数)}}{\text{按规定周期应检定仪表(仪器)总数(台数)}} \times 100\% \quad (16.7-3)$$

$$\text{调前合格率} = \frac{\text{已检定仪表(仪器)中调前合格仪表(仪器)数(台数)}}{\text{检定周期内已检定仪表(仪器)总数(台数)}} \times 100\% \quad (16.7-4)$$

(2) 关口电能计量装置的指标为

$$\text{电能表现场检验率} = \frac{\text{实际现场检验数}}{\text{按规定周期应检验数}} \times 100\% \quad (16.7-5)$$

$$\text{电能表现场检验合格率} = \frac{\text{实际现场检验合格数}}{\text{实际现场检验数}} \times 100\% \quad (16.7-6)$$

$$\text{电压互感器二次回路电压降周期受检率} = \frac{\text{实际检定数}}{\text{按规定周期应检定数}} \times 100\% \quad (16.7-7)$$

$$\text{计量故障差错率} = \frac{\text{实际发生故障差错次数}}{\text{运行电能表、互感器总数}} \times 100\% \quad (16.7-8)$$

10 技术监督的过程优化

10.1 组织机构

为保证技术监督工作的实施,火电厂应建立保证技术监督工作开展所需的组织机构,制定技术监督实施细则和各项工作标准;明确与监督有关的管理及操作人员的岗位责任制,对与监督工作相关的各类人员进行培训,确保上述人员具备履行岗位职责所必需的知识和资格,并有积极的工作责任心;配备适当的监督仪器、仪表与设备,对它们应进行定期校准和妥善维护;促进技术监督信息在厂内管理层、策划层及操作层之间的沟通,包括对监督工作的改进意见。

10.2 组织目标

火电厂应制定技术监督的年度工作目标和工作计划,根据资源和设备的具体情况,确定监督工作的重点内容和范围;工作内容应满足有关标准的要求。

10.3 监督项目实施过程的控制

对具体的监督服务过程进行质量控制,质量控制工作内容包括对工作计划的审核与批准、具体过程关键点的认可、重要问题的验证以及结果的确认等;确认试验、测量的方法符合有关标准的规定;每项监督工作均应形成有相应的技术报告或工作总结;充分运用新的监督技术和手段,提高监督工作效率和有效性。

10.4 监督结果及监督的持续改进

对纳入监督范围的各类设备异常、障碍以及事故进行分析,并采取相应的预防和纠正措施;应对照年度工作目标,对监督工作的效果进行测量与评价,并根据评价结果,修订相应的管理制度、要求及工作标准,持续改进监督工作质量。

第 8 章 火力发电厂运行自动控制

1 重要保护系统的运行

1.1 泄漏试验及炉膛吹扫

1.1.1 泄漏试验

泄漏试验(leak test)主要检查从燃油(燃气)跳闸阀经各油(气)燃烧器安全关断阀至回油(气)阀前之间管路及设备是否泄漏,防止燃油(燃气)在停用时漏入炉膛。

1.1.2 泄漏试验测点

以燃油泄漏试验为例:在燃油跳闸阀后安装泄漏试验压力变送器,在燃油跳闸阀前后安装进出口差压变送器。

1.1.3 泄漏试验过程

泄漏试验开始前以下条件均应满足:燃油跳闸阀关闭,回油阀关闭,燃油跳闸阀前油压正常。试验过程:打开燃油跳闸阀充压,待燃油泄漏试验压力正常后关闭该阀。60s 之内燃油压力达到规定值(实际运行值的 120%),关闭燃油跳闸阀。充压完成后,如果燃油跳闸阀后压力在 120s 之内满足油压下降标准(下降不大于 1%),则“油母管泄漏试验成功”。油母管泄漏试验成功后,开回油阀泄压。如果炉前快关阀前后差压在 60s 之内满足上升标准,说明燃油跳闸阀不泄漏,油泄漏试验完成。泄漏试验成功是炉膛吹扫条件之一。

1.1.4 炉膛吹扫

“炉膛吹扫”是锅炉炉膛安全监控系统的重要功能,锅炉作完油泄漏后准备点火前,必须进行炉膛吹扫。人工启动吹扫程序,保持满足炉膛吹扫条件 5min 以上(在此期间满足了锅炉 5 次换气的过程),就可有效地清除任何可燃气体和可燃物。在吹扫过程中应保持风量在总风量的 25%~40%之间,风量过大可能会导致炉底阴燃物吹起引燃。

1.1.5 炉膛吹扫条件

以煤粉炉为例介绍炉膛吹扫条件。炉膛在吹扫时,必须满足以下所有条件,对于不同类型的锅炉其吹扫条件略有不同,但首先应满足以下公用条件吹扫:

- (1) 不存在引起主燃料跳闸(MFT)的条件。
- (2) 至少有一台送风机和一台引风机在运行。
- (3) 炉膛压力正常。
- (4) 两台空气预热器均在运行。
- (5) 炉膛通风量在 25%~40%BMCR 风量范围内。
- (6) 炉前燃油(气)快关阀关闭。
- (7) 所有油(气)角阀关闭。
- (8) 全部给煤机跳闸。
- (9) 全部磨煤机跳闸。
- (10) 炉膛中无“火焰存在”信号。
- (11) 泄漏试验完成。

对于不同炉型还有其他一些吹扫条件:

- (1) 汽包水位正常(汽包锅炉)。
- (2) 磨煤机出口门全关(直吹式锅炉)。
- (3) 给粉机全停(中储式锅炉)。
- (4) 电除尘装置停运。

1.1.6 炉膛吹扫过程

当吹扫条件全部满足后,操作员即可启动吹扫。吹扫指令发出后,自动将二次风门置于吹扫位置,到达吹扫位置后开始吹扫计时。在吹扫过程中,控制逻辑连续监视吹扫允许条件,如果某个允许条件不满足了,就会导致吹扫中断,同时吹扫计时器清零,操作员就要重新启动吹扫程序。

1.2 总燃料跳闸(MFT)及燃油切断(OFT)

1.2.1 总燃料跳闸(MFT)

总燃料跳闸(Master Fuel Trip, MFT)是锅炉炉膛安全监控系统最重要的核心安全功能。在出现任何危及锅炉安全运行的危险工况时,MFT 动作将快速切断所有进入炉膛的燃料,包括所有油(气)和煤的输入,以保证锅炉安全,避免事故发生或限制事故进一步扩大。

下面以煤粉炉为例逐一分析触发 MFT 的条件:

(1) 炉膛压力过高或过低。压力测点选取应采用 3 取 2 的方式,3 个测点的安装应能代表整个锅炉的受压情况。

(2) 汽包水位过高或过低。水位保护应遵循以下原则:当有 1 个测点因某种原因须退出保护时,应自动转为 2 取 1 的逻辑判断方式,有 2 个测点故障时应自动转为 1 取 1 的逻辑判断方式。

(3) 全部送风机跳闸。

(4) 全部引风机跳闸。

(5) 延时点火,MFT 复位后,10min 之内炉膛第一个火焰未建立。在等离子点火方式下此时间可延长,但应不少于等离子装置在锅炉复位后能建立电弧的时间。

(6) 手动紧急停炉指令。

(7) 炉膛总风量小于 25% BMCR 风量。

(8) 全部空气预热器停运延时 5min(此项为可选项,目的是为了保护空气预热器)。

(9) 给水泵全停运(此项为可选项,针对直流锅炉)。

(10) 二次风压力过高(此项为可选项,防止锅炉超压)。

(11) 临界火焰丧失(此项为可选项)。当锅炉投入的煤粉燃烧器数量大于一定数量后,在 9s 内,失去火焰的煤粉燃烧器数量超过投运的煤粉燃烧器数量 1/4 时发生临界火焰丧失保护。

(12) 再热器保护丧失(此项为可选项,当锅炉燃料量达到一定程度后,如再热器断流,为防止再热器干烧而触发 MFT)。

(13) 主蒸汽温度过高(此项为可选项)。

(14) 炉水泵全停(此保护针对强制循环锅炉)。

(15) 单元机组汽轮机跳闸,且锅炉负荷大于旁路容量,或锅炉负荷小于旁路容量且高压旁路或低压旁路在规定的时间内未离开关位。对于不具备泄压的简易旁路,其锅炉负荷保护定值不能按照旁路容量来设置。

(16) 火检冷却风不满足(此项为可选项)。

(17) 失去全部燃料。当以下任一条件发生即认为失去油燃料:所有单个油角阀关闭、燃油快关阀关闭、无油燃烧

器投运；当所有煤层跳闸，即认为失去煤燃料；煤和油燃料均失去即触发该项 MFT。

(18) 全炉膛火焰丧失。

(19) 锅炉安全监视系统 MFT 跳闸继电器动作。MFT 设计成软、硬两路冗余，这种软硬件的冗余设计有效地提高了 MFT 动作的可靠性。

1.2.2 油燃料跳闸 (OFT)

油燃料跳闸 (Oil Fuel Trip, OFT) 功能是检测油母管的各个参数，当有危及锅炉炉膛安全的因素存在时，产生 OFT。关闭主跳闸阀，切除所有正在运行的油燃烧器。如果以下任一条件满足，锅炉炉膛安全监控系统逻辑就激励 OFT 继电器，产生 OFT 跳闸：

(1) 运行人员手操跳闸 (运行人员关闭燃油跳闸阀指令)。

(2) MFT 动作。

(3) 燃油跳闸阀未打开，即燃油跳闸阀开状态失去。

(4) 在有油角阀开启的情况下，进油压力低于跳闸值 (3 取 2)。

OFT 设计成软、硬两路冗余，当 OFT 条件出现时逻辑软件送出相应的信号来跳闸相关的设备，同时 OFT 继电器也向这些重要设备送出硬接线跳闸信号来。

1.3 防止锅炉炉膛内爆的控制

1.3.1 锅炉炉膛内爆的原因

炉膛爆炸分为外爆及内爆两种。当烟气侧压力过低，造成炉膛结构破坏的现象，称为内爆。炉膛内爆是 20 世纪 70 年代后期大容量机组问世后电站锅炉出现的新问题。发生炉膛内爆一般有三种情况：①运行中的锅炉突然熄火，造成炉膛压力急剧下降，引起内爆。②控制系统故障或运行操作失误，造成短时间引风量远远大于送风量，而使炉膛压力急剧下降。③由于脱硫装置或除尘装置在电站锅炉的普及，增加了烟道的阻力，因此必须加大引风机的出力，而当这些装置 (特别是脱硫装置) 切除的时候 (如脱硫塔被旁路)，如果送风、引风的控制没有及时调整，造成炉膛压力的较大变化。

1.3.2 防止锅炉炉膛内爆的控制策略

在稳定工况下，炉膛内维持物质平衡及热量平衡，炉膛内介质的温度、压力保持不变。当全部燃料切除或部分燃料切除时，原有的平衡被破坏，这时炉膛内介质也发生了变化，原来的高温烟气变成了空气，炉膛介质温度急剧下降，必然导致炉膛压力急剧下降。要防止炉膛部分火焰失去或 MFT 后全部火焰失去而引起的炉膛内爆，关键是尽量设法保持炉膛驻留介质质量与绝对温度的乘积不变，即设法在 MFT 发生时迅速提高炉膛驻留介质的质量。一般可采取以下几种措施防止炉膛内爆：

(1) 减少引风量。当 MFT 动作时，不管引风机控制在手动方式还是自动方式，立即让引风机静叶指令快速减小，缓解炉膛压力下降，最大限度地防止炉膛内爆。引风机静叶指令减小后，将使炉膛驻留介质增加，大大减缓炉膛压力下降，以维持炉膛压力在许可的范围之内。

(2) 防止送风量大幅度变化。在 MFT 动作后，如果强制增加送风机的动叶开度指令，将会使炉膛的介质质量增加，从而使炉膛介质的温度下降，不利于防止炉膛内爆，因此 MFT 动作后并不增加送风量。送风量减小会加剧炉膛压力的下降，也不利于防止内爆，因此送风量也不宜减小。推荐的方法是在 MFT 时将送风机控制切为手动控制，同时闭锁送风机开度指令变化，尽量保持 MFT 时的送风量维持不

变。

(3) 减缓燃料的切断的速度。如 MFT 动作，必须立即快速切断所有进入炉膛的燃料。而对于 RUN BACK 工况，磨煤机 (或给粉机) 切除时要有时间间隔，一般 5~10s 切除一台磨煤机或者一层给粉机。磨煤机与给粉机切除的时间间隔设置应考虑以下两个因素：

1) 炉膛压力的变化要缓慢。

2) 一次风母管压力的变化要缓慢。

在保证炉膛压力及一次风母管压力满足运行要求的情况下，RUN BACK 工况切除磨煤机的时间间隔不宜太长。当然，提高机组的控制水平及运行人员的操作水平，提倡对机组设备进行状态检修，保障机组主、辅机设备的可靠性，减少机组总燃料跳闸 (MFT) 的次数，也是防止炉膛内爆的重要措施。

1.4 汽轮机监测保护系统的运行和维护

1.4.1 主要功能

汽轮机监测保护系统 (Turbine Supervisory Instrument, TSI) 是火电厂汽轮机安全运行的重要保护系统之一。TSI 对运行中的汽轮机重要参数，例如轴振动、胀差、偏心、轴向位移、转速、缸胀、轴承盖振动等，进行实时且准确的监视，同时可送出模拟量和开关量信号。模拟量信号用于连续测量、记录汽轮机运行参数；当运行参数越限时，TSI 系统输出预报警和主报警开关量信号。预报警信号提醒运行人员注意，主报警信号可产生跳闸动作 (取决于保护逻辑设置)，保护汽轮发电机组的安全。

对于 TSI 系统的安装、运行参数的设置、系统的日常维护、机组检修过程中的传感器和测量模块的检验等都有较高的要求。需要认真对待每一个工作环节，才能确保系统的安全、可靠运行。目前国内 300MW 及以上机组汽轮机配置的 TSI 系统主要为德国 MMS6000 系统、美国 BN3500 系统、瑞士 VM600 系统等。

1.4.2 运行和维护

(1) 汽轮机本体机械参数的监视：转子和轴承的相对振动 (轴振)、绝对轴振动、绝对轴承振动 (瓦振)、轴向位移、转子挠度 (偏心)、汽缸热膨胀、转子与汽缸相对膨胀 (胀差)、转速、相位。在每次机组大修期间，均应对上述测量探头、前置器及监测模块进行校验。

(2) 相对轴振动通常采用电涡流式传感器来测量，传感器一般安装在轴承上，传感器表面与转子不接触。由传感器所测得的转子与轴承座之间的距离变化计算出转子与轴承座之间的相对振动。

(3) 绝对轴振动通常采用电涡流式传感器和速度 (加速度、压电) 传感器来测量，速度传感器直接安装在轴承上，涡流传感器表面与转子不接触。由速度传感器与涡流传感器各自所测得的振动矢量和，计算出转子的绝对振动。

(4) 绝对轴承座振动通常采用速度 (加速度、压电) 传感器。传感器呈垂直或水平方向直接安装在轴承上。测量输出可分为振动位移和振动速度两种。

(5) 轴向位移通常采用位移传感器进行测量。测得正值表示转子向汽轮机的低压侧位移，负值表示转子向高压侧位移。

(6) 转轴挠度通常采用涡流传感器来测量。汽轮机主轴弯曲度以转子每转一圈的峰—峰变化值作为输出参数。

(7) 汽缸热膨胀通常采用差动式 (LVDT) 传感器进行监测。为了检测由于汽缸滑动表面卡塞和不均匀膨胀可能产

生的“偏斜”，应该在汽轮机两侧测量汽缸的热膨胀。

(8) 转子与汽缸的相对膨胀(胀差)通常采用位移传感器进行测量。对于大型汽轮机，在启动或停机过程中，如果相对膨胀过大，可能引起动静摩擦，严重时可能造成汽轮机的损坏。相对膨胀传感器与轴向位移传感器的校验和调整方法相同，注意调整工作应在汽轮机冷态状态下进行。

(9) 转速是大型汽轮机最重要的监测项目之一，通常采用电磁式或磁阻式传感器进行测量，以非接触方式测量铁磁性机械转动频率(转速)。其中零转速测量确认转子处于静止状态，其输出接点可用来自动投运盘车装置。

(10) 相位通常采用电磁或磁阻式传感器进行测量。键相脉冲提供了一个汽轮机组监视数据的参考坐标，它是速度、相角、频率测量和所有数据采集的依据，对于诊断和分析汽轮发电机组振动故障十分重要。

2 重要开关量顺序控制系统的运行

2.1 汽轮机自动启动控制(ATC)

2.1.1 主要功能

汽轮机自动启动控制(Automatic Turbine startup Control, ATC)是汽轮机控制的最高级控制方式，它根据汽轮机转子热应力和运行参数，自动优化、设置转速目标值、升速率和负荷变化率，实现寿命管理，完成机组由盘车至额定负荷启动全过程。

当汽轮机处于ATC控制方式时，ATC程序将在盘车转速下进行冲转前检查，确定机组启动状态(冷态、温态、热态和极热态)，根据转子热应力、振动、胀差等参数，自动设定转速目标值和升速率，将汽轮机安全升至额定转速；机组并网之后，ATC程序根据转子热应力等参数自动设定最大的负荷变化率，目标负荷由运行人员设定或根据运行工况由其他程序自动设定，也可由自动负荷控制系统(Automatic Generation Control, AGC)自动设定。由此实现自动升、降负荷控制。

2.1.2 转子热应力

转子热应力监视是现代大型汽轮机启、停运行监控中的重要组成部分，包括高压转子热应力计算、中压转子热应力计算、转子寿命计算等。

热应力计算是按当时的进汽温度和压力，转速及缸温等参数和高、中压转子危险截面处表面及中心孔的温差，计算出转子的热应力，然后按许用应力算出当前的相对应力比率，从而确定机组的升、降速率和负荷率。ATC程序根据热应力计算结果，自动设定升速率或自动设定最大的负荷变化率，实现自动控制汽轮机升速至额定值及自动升降负荷控制。同时，热应力计算和转子寿命计算结果可供运行人员参考和用于机组的寿命管理。

2.1.3 转速控制

ATC控制方式时，目标转速由ATC程序按不同工况给定，升速率由转子热应力计算给定。目标转速给定中应考虑冲转允许、暖机、阀切换(针对主汽门冲转)、同期及并网等内容。

ATC程序判断冲转条件满足后，将目标转速设为摩擦检查转速，在此转速下进行摩擦听声检查。之后自动将目标转速设为某一暖机转速，根据不同的启动状态或转子的温度水平及温升速率，设定不同的暖机时间。最后置目标转速为3000r/min，控制机组同期并网和带初负荷。

在ATC转速控制过程中，如果出现某些限制条件时自

动产生转速保持。当机组处于临界转速区时出现转速保持条件，程序将自动把目标转速设定到安全转速上。非ATC控制方式时，ATC目标转速跟踪机组转速设定值，这样投入ATC控制时转速控制不会产生扰动。

2.1.4 负荷控制

ATC控制方式时，在机组并网之后即转入负荷控制程序。根据转子热应力等参数ATC程序自动设定最大的负荷变化率。目标负荷由运行人员设定或根据运行工况由其他程序自动设定，也可由AGC自动设定。ATC负荷控制的目的是使升负荷时间在应力允许的条件下为最短。当出现某些限制条件或需要暖机时ATC自动产生负荷保持指令，维持当前负荷不变。

2.1.5 ATC的投运是机组级自启停实现的基础

随着火电厂自动化水平的提高，机组级自启停(Automatic Plant Startup, APS)已越来越引起各方的重视。APS实现从机组循环水、工业水和油系统的建立、盘车投入、凝结水系统、轴封系统、真空系统和烟风系统的建立、锅炉点火、汽轮机冲转、机组并网、升负荷、投粉断油、投入协调及AGC、减负荷等全程自动控制，极大地减轻了运行人员的劳动强度。APS的设计通常采用分级功能组结构，由若干个独立的功能组组成，而ATC作为控制汽轮机自动启动的系统，是APS的重要组成部分。ATC的投运使机组级自启停的实现成为可能。

2.2 全厂辅网集中监控系统的运行

2.2.1 辅助车间集中监控

火电厂辅助车间控制系统众多，传统的各辅助控制系统独立设置，互不相关，因而导致安全性能低、维护不便、投资成本及运行成本高等弊端。随着火电厂经营管理要求的提高，利用先进成熟的工业以太网技术和控制系统产品，对分散设置的辅助车间控制系统进行了整合，系统结构出现了重大突破，实现了辅助车间集中监控。

目前辅网集中监控技术已经在大型火电机组上推广应用，有效地减少了运行值班人员，实现了火电厂辅助车间生产过程高度自动化和管理现代化。

实现全厂辅助车间集中监控的技术关键是通信网络的设计和构建。

2.2.2 全厂辅助车间控制系统通信网络

(1) 单层网络。单层辅网将所有的子系统通过冗余星型连接方式直接接入辅网核心交换机，但由于火电厂各辅助车间控制系统之间关联性不强，地理位置分散，且数量较多。直接将所有的子系统接入辅网，导致核心交换机庞大，造价偏高。

(2) 双层网络。根据辅助车间各系统的关联性和地理位置，遵循相关、就近联网的原则，整合并构建水、燃料、灰3个集中监控子系统。其中水集中控制系统包括了锅炉补给水、凝结水精处理、工业废水、脱硫废水、综合水泵房、制氢站、水源地取水泵房系统；燃料集中控制系统包括了卸煤、堆取煤、运煤、配煤系统；灰集中控制系统包括气力除灰、水力排渣、电除尘系统。在此基础上将三个子网作为独立的网络节点，采用安全可靠的冗余星型网络结构，构建成全厂辅助车间集中监控网络。根据子网采取的网络拓扑结构又分为两层星型网络和星环混合型网络。网络拓扑如图16.8-1和16.8-2所示。

双层辅网网络结构清晰，各相关系统分别集中成下层网络，有效地解决了各个辅助车间控制系统不易联网，通信可

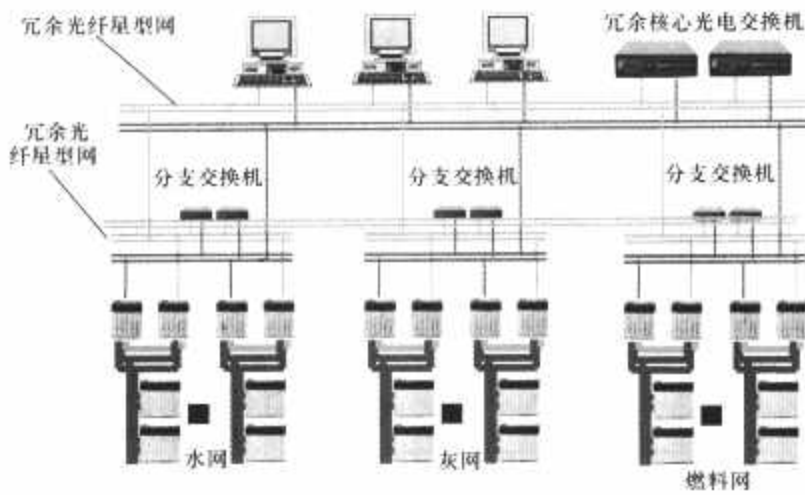


图 16.8-1 两层星型网络

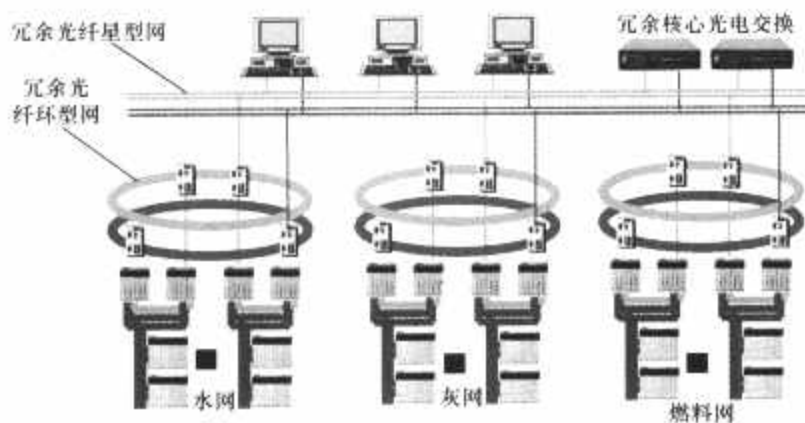


图 16.8-2 双层星环混合型网络

靠性差、自动化水平低、不便于维护的难题。同时采用可靠的技术使监控范围扩大，涵盖了火电厂全部辅助控制系统。其中冗余星环混合型两级网络结构，既具备星型网络便于扩展的优势，又保留了环型网络安全性高的特点，同时比单层星型网络结构减少了核心网络接口设备的通信口数量，成本大大降低，为当前主要的火电厂辅助车间集中监控网络结构。

利用先进成熟的工业以太网技术和控制系统产品将火电厂辅助车间控制系统整合成一个整体，各个工艺系统设备的所有监控设备和运行参数都可在辅助车间集中监控网络操作员站上进行监控，在此基础上设计完善的自动控制程序，可以有效减少运行人员对设备的操作次数，进行独立工艺系统的一键自启停，提高了运行水平，实现了火电厂运行人员配置的优化，使进一步实现全厂集中监控成为可能。

3 重要模拟量闭环控制系统的运行

3.1 主蒸汽温度及再热蒸汽温度的控制

国内大型单元机组基本采用复合控制方式完成主蒸汽温度和再热蒸汽温度的控制。

3.1.1 主蒸汽温度控制

锅炉运行对主蒸汽温度的要求十分严格，一般不允许偏离额定蒸汽温度的 $\pm 5^{\circ}\text{C}$ 。

(1) 主蒸汽温度控制的基本构成方式。蒸汽温度的调节方式牵涉到锅炉的结构，有面式减温、喷水减温和摆动燃烧器等，或者几种方式并用。对于大型单元机组来说，主蒸汽温度的调节方式大多采用两级喷水减温，其基本构成方式有三种，如图 16.8-3 所示。

常规的两级蒸汽温度调节系统，Ⅰ级蒸汽温度调节系统消除来自燃烧工况变化等方面的扰动，保持Ⅰ级过热器出口为要求的数值，其功能在于作为锅炉出口蒸汽温度调节的粗

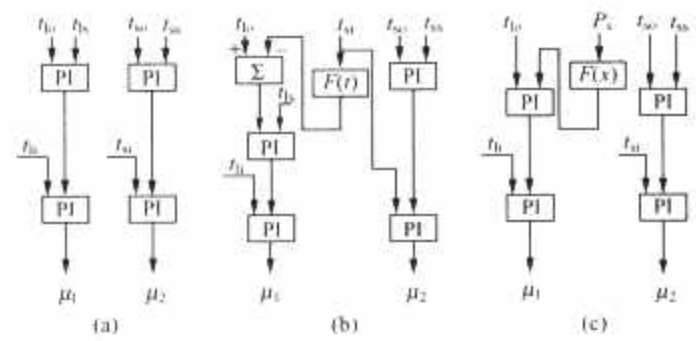


图 16.8-3 主蒸汽温度调节系统的基本构成方式
(a) 常规的两级蒸汽温度调节系统；(b) Ⅰ级被调量为温差的蒸汽温度调节系统；(c) Ⅰ级给定值可变的蒸汽温度调节系统

t_{10} —Ⅰ级减温器出口蒸汽温度； t_{10} 、 t_{10} —Ⅰ级过热器出口蒸汽温度及其给定值； t_{20} —Ⅱ级减温器出口温度； t_{20} 、 t_{20} —Ⅱ级过热器出口温度及其给定值； P_s —机组负荷指令； μ_1 、 μ_2 —Ⅰ、Ⅱ级减温水调节阀开度

调，并防止Ⅰ级过热器超温。Ⅱ级蒸汽温度调节系统保持锅炉出口蒸汽温度为给定值，以满足运行要求。

Ⅰ级被调量为温差的蒸汽温度调节系统，以Ⅱ级减温器前后温差 $t_{10}-t_{20}$ 作为Ⅰ级蒸汽温度调节系统的被调量。引入时间函数 $F(t)$ 是为了减小两级蒸汽温度调节系统之间的动态干扰。Ⅱ级蒸汽温度调节系统的构成与常规两级蒸汽温度调节系统完全相同。

Ⅰ级给定值可变的蒸汽温度调节系统，以负荷函数作为Ⅰ级蒸汽温度调节系统的给定值。通过函数 $F(x)$ 所得到的给定值是随负荷增加而减小的。Ⅱ级蒸汽温度调节系统的构成与常规两级蒸汽温度调节系统完全相同。

(2) 主蒸汽温度控制中Ⅱ级蒸汽温度调节系统的原则性方案。典型的Ⅱ级蒸汽温度调节系统的原则性方案如图 16.8-4 所示。

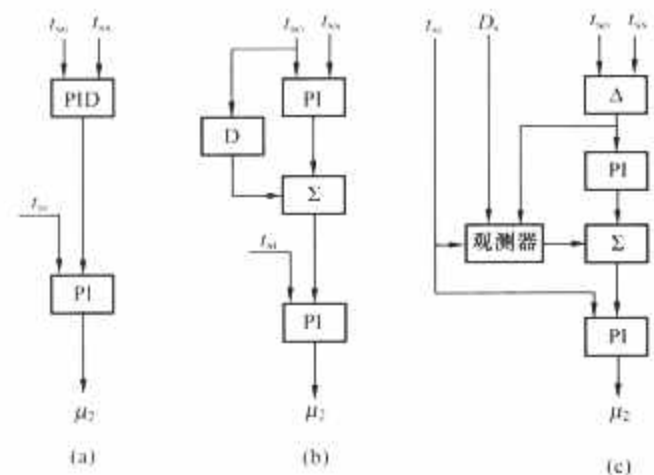


图 16.8-4 典型的Ⅱ级蒸汽温度调节系统原则性方案
(a) 常规PID调节系统；(b) 带 t_{20} 微分作用的调节系统；
(c) 带观测器的状态反馈调节系统
 D_s —蒸汽流量；其余符号见图 16.8-3

常规PID调节系统应用比较普遍，也是典型的串级调节系统。考虑到Ⅱ级蒸汽温度调节对象的惯性较大，为改善其调节品质，校正调节器采用了PID调节规律。带高温过热器出口蒸汽温度 t_{20} 微分作用的调节系统可用于扰动源不定的具有经常性 t_{20} 扰动的场合。

带观测器的状态反馈调节系统，该系统在串级调节系统的基础上，增加了一个过程观测器。当过热器入口温度 t_{10} 、蒸汽流量 D_s 及燃料量等变化时，可通过观测器引入过热器

各中间点温度偏差反馈，使系统的可控性得到改善。

3.1.2 再热蒸汽温度控制

再热蒸汽温度控制对保证机组安全有重要作用。
(1) 再热蒸汽温度控制系统的基本构成方式。再热蒸汽温度的控制取决于锅炉的设计和结构，一般采用汽—汽加热器、烟气挡板、烟气再循环、摆动式燃烧器、喷水减温等不同方式。

(2) 原则性控制方案。再热蒸汽温度一般用烟气侧作为主要调节手段，喷水减温只在蒸汽温度超过了限值时才参加调节或作为超温的保护手段。为了克服被控对象的滞后和惯性，更好地维持再热蒸汽温度，可引入空气流量或蒸汽流量作为再热蒸汽温度的导前信号。控制系统的原理图如图 16.8-5 (a) 所示。

国内机组由于采用汽—汽加热器调温效果普遍较差，使用烟气挡板、烟气再循环和摆动式燃烧器等调节方式也不能长期、正常的发挥作用，因而有时也采用喷水减温作为再热蒸汽温度控制系统的主要调节手段，如图 16.8-5 (b) 所示。

当喷水减温作为再热蒸汽温度控制系统的主要调节手段时，主蒸汽温度控制的控制方案也可用于再热蒸汽温度的控制。

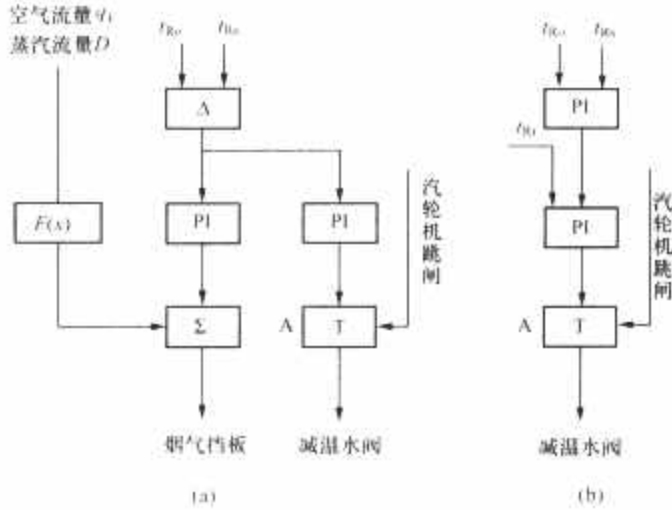


图 16.8-5 再热蒸汽温度调节系统基本构成方式
(a) 烟气挡板及喷水减温控制方案；
(b) 喷水减温控制方案

3.2 汽包锅炉的全程给水自动控制

3.2.1 汽包锅炉给水及控制目标

典型的 300MW 机组给水热力系统如图 16.8-6 所示，在机组启动阶段或低负荷阶段，首先由电动给水泵通过其出口截止阀的旁路调节阀（给水旁路调节阀）控制汽包水位，给水旁路调节阀的容量大约为额定给水流量的 15%。此时应控制电动给水泵出口和汽包之间的差压，或电动给水泵的出口压力。等旁路调节阀全开时打开电动给水泵出口截止阀，此时由电动给水泵控制汽包水位。投入汽动给水泵后，由汽动给水泵控制汽包水位，电动给水泵则逐渐退出运行。

对于汽包锅炉，汽包水位一直是运行时必需监控的重要参数之一。汽包水位过高会降低蒸汽品质，危及汽轮机的安全；水位过低则影响锅炉水循环，危及锅炉的安全，给水调节系统的任务就是控制汽包水位在机组正常运行的要求范围之内。

3.2.2 给水控制的基本方法

全程给水控制系统是指锅炉启停及正常运行中都能够实现给水自动的控制系统。在全程给水控制系统中，无论采取

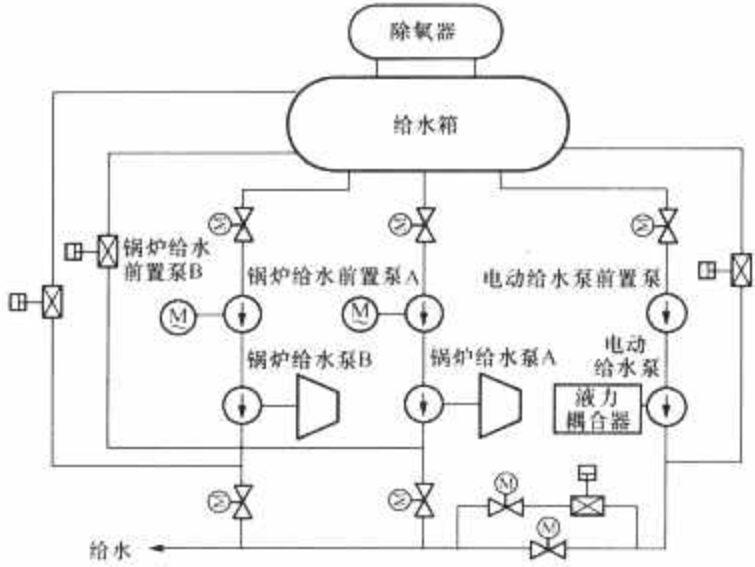


图 16.8-6 锅炉给水系统图

何种调节手段，汽包锅炉的给水调节系统总是采取以下三种基本方法：单冲量调节、单级三冲量调节、串级三冲量调节。基本控制方法如图 16.8-7 所示。

3.2.2.1 单冲量

单冲量给水只是简单采取汽包水位信号作为被调量的单回路调节系统，这种方式比较简单，无法克服虚假水位。但是，在机组低负荷阶段，由于疏水和锅炉排污等因素的影响，给水和蒸汽流量存在着严重的不平衡，而且流量太小时，测量误差较大，并且此时汽包压力低，虚假水位也不太严重，所以，在低负荷阶段，给水调节应该采取单冲量调节方式。

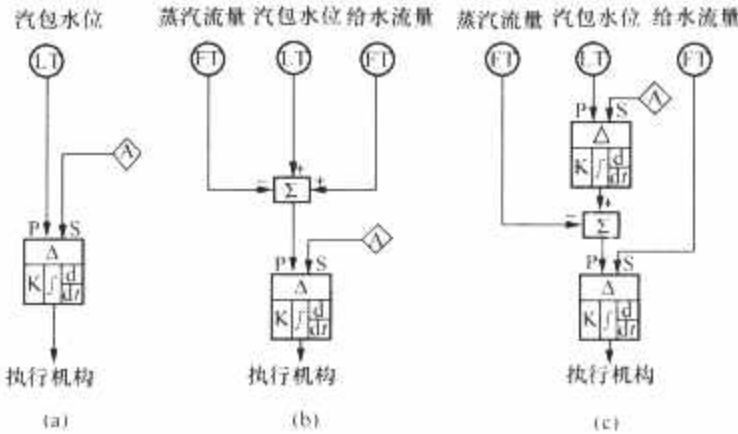


图 16.8-7 给水调节系统的基本控制方法框图
(a) 单冲量调节系统；(b) 单级三冲量调节系统；
(c) 串级三冲量调节系统

3.2.2.2 单级三冲量

负荷达到一定值以上时，此时原则上可以采取三冲量调节方式。但由于单级三冲量调节系统要求蒸汽流量和给水流量在稳态时必须相等，否则汽包水位存在静态偏差，但是由于测量装置和变送器的误差等因素的影响，实际上这两个信号在稳态时，经常难以做到完全相等。所以，目前已经很少采用单级三冲量给水调节系统。

3.2.2.3 串级三冲量

该调节系统由主、副两个调节器组成。主调节器根据水位的偏差信号产生给水流量的设定值，为 PI 调节器。副调节器根据主调节器输出的给水流量设定值来控制给水流量，蒸汽流量作为前馈信号用来维持负荷变动时的物质平衡。该调节系统结构较复杂，但两个调节器分工明确，参数整定相对容易，而且不要求稳态时给水流量与蒸汽流量完全相等，能保证稳态时汽包水位无静态偏差，易于得到较好的调节品质，故现场大多都采用这种调节方式。

3.2.3 给水全程自动控制的过程

给水全程自动控制中各个阶段的切换是按机组负荷来判断的。某电厂控制方案如下:

(1) 从机组启动至14%负荷阶段。采用单冲量调节方式,由给水旁路调节阀来控制汽包水位,电动给水泵控制给水旁路调节阀前后差压,以保证调节阀的线性度并间接保证给水泵出口与锅炉汽包之间的差压,使汽包上水自如。

(2) 14%~25%负荷阶段。当机组负荷达到14%(接近给水旁路调节阀的最大流量)时,自动打开电动给水泵出口的主给水截止阀,待截止阀开启后,由电动给水泵采用单冲量方式控制汽包水位。

(3) 25%~35%负荷阶段。机组负荷达到25%时,将给水调节系统由单冲量方式自动切换到串级三冲量方式,此后直至汽动给水泵参与调节前,均由电动给水泵采用串级三冲量方式控制汽包水位。

(4) 35%~50%负荷阶段。当负荷升至35%时,可启动一台汽动给水泵,当汽动给水泵转速达到3000r/min左右时,接受给水控制系统的指令,由给水控制系统控制汽动给水泵转速。此阶段采用串级三冲量方式,电动给水泵和一台汽动给水泵共同控制汽包水位。

(5) 50%负荷以上。当负荷达到50%时,可启动第二台汽动给水泵,当其转速达到3000r/min左右时,接受给水控制系统的指令,由给水控制系统控制汽动给水泵转速。这时,逐步降低电动给水泵的负荷,增加汽动给水泵的负荷,直至停止电动给水泵的工作,作为备用。至此,给水系统由两台汽动给水泵采用串级三冲量的方式控制汽包水位。

机组降负荷时,各阶段的控制过程基本与升负荷阶段大致相反。

3.3 锅炉燃烧率控制

3.3.1 锅炉燃烧率调节的重要性

在我国,电站锅炉大多以燃煤锅炉为主,一般采用以锅炉跟随为基础的协调控制(CBF)方式居多,也有采用以汽轮机跟随为基础的协调控制(CTF)方式。在CBF方式下,机组功率由汽轮机调节,主蒸汽压力由锅炉调节。汽轮机的调节品质较好,故机组功率的响应一般都较好。主蒸汽压力的调节受锅炉燃烧率调节的限制,而主蒸汽压力的稳定性又会直接影响到主蒸汽温度,汽包水位等机组运行的重要参数,燃烧率调节成了机组安全、经济运行的重点。

目前电网要求机组能快速响应负荷调度,机组运行又必须保证重要参数的稳定性,因而快速、精确的燃料调节成为机组稳定运行的关键。

3.3.2 先进的锅炉燃烧率控制策略

3.3.2.1 加快燃料的响应速度

加快燃料的响应速度,这是燃烧率控制的基本原则。应快速调节燃料量,同时还应尽可能超前动作。当改变负荷指令时,在主蒸汽压力还没有变化时,提前改变燃料量。可以用机组负荷指令作为前馈或者采用能量平衡信号作为前馈。

3.3.2.2 连续控制与断续控制相结合

燃烧率控制是一个典型的纯延迟和大惯性的环节,因而广泛采用前馈—反馈控制手段。前馈—反馈控制属于连续控制的范畴,脉冲式的手动控制属于断续控制范畴,二者相结合可设计出更为合理的新的控制策略。可根据以下几点设计断续控制量:

- (1) 选择适当的前馈信号和反馈信号。
- (2) 根据被调量偏差以及偏差变化率取得校正控制量。

(3) 在被调量偏差变化率达到零并改变变化方向(由正变负,或由负变正)时,令控制作用闭锁增或闭锁减。

(4) 闭锁增、减的开始时刻应视调节对象的迟延和惯性大小及控制系统的控制要求而定。

锅炉燃烧率采用前馈—反馈控制方式时,如被调量偏差开始减小就意味着此前的控制已发挥作用,甚至已超调,而此后的控制作用将引起主蒸汽压力反向偏差。对控制作用闭锁(控制作用暂停)可有效防止燃料量过多超调,从而减小被调量偏差,得到满意的控制品质。

3.3.2.3 煤质校正

电厂锅炉是针对特定煤种设计的,控制系统也需针对该煤种设计。但电厂在实际运行时,经常会燃用其他的煤种,甚至燃用劣质煤。这就要求控制系统对煤质的发热量进行参数校正,同时,应根据燃料量的质量流量来配二次风。在对煤质进行自动校正基础上,更准确地控制二次风量,从而使机组尾部烟气含氧量控制在较经济的范围内,有利于降低机组的发电煤耗。

煤质校正可根据锅炉的负荷(主蒸汽流量)与燃料量的对应关系计算得出。

3.3.2.4 总风量的控制

锅炉燃烧率控制的实时性和准确性对机组的主要运行参数至关重要,而二次风量又会对锅炉的燃烧产生很大的影响。因此,在提高锅炉主控与燃料主控控制品质的同时,应特别注意二次风量的控制。这样能使锅炉燃烧稳定,机组的主要参数变化平稳,有利于机组安全运行。总风量的初步设定值是通过校正后的燃料量计算得出,再经过氧量调节器校正后产生最终的总风量设定值。通过控制送风机的动叶维持锅炉的总风量在设定值上。总风量为一次风量及二次风量之和。

锅炉燃烧率控制尽管对象惯性大,影响因素较多,但采取适当措施也会获得较好的效果。当然,锅炉侧设备的可靠性也会对燃烧率控制的快速性及准确性产生很大的影响,保障这些设备的可靠运行及执行机构的正常动作,也是提高锅炉燃烧率控制的重要手段。

3.4 机炉协调控制的改进及自动发电控制(AGC)

3.4.1 机炉协调控制策略的改进

电力生产的特殊性决定了发电功率必须随时与外界用电负荷相适应。机炉协调控制系统应既保证机组快速响应电网对机组负荷的要求,同时又保证机组主要参数在运行中的稳定,达到安全、经济生产的目的。

随着DCS的广泛应用,控制手段日益先进,因而各种改进的机炉协调控制策略层出不穷。介绍几种在工程中已经成功应用并取得优良业绩的方案。

3.4.1.1 能量平衡信号与主蒸汽压力控制相结合

能量平衡控制的基本出发点是让锅炉控制(燃烧率,即煤、风、水的调节)和汽轮机控制(高、中压调节汽门的调节)并行地同时动作,没有先后之分。它们共同调节机组功率和主蒸汽压力,使汽轮机需要的能量和锅炉输入的能量随时保持平衡,即直接能量平衡(DEB)。

DEB以热量信号作为锅炉的燃料量信号,即

$$Q_{q1} = D_s + C_d \frac{dp_d}{dt}$$

式中: Q_{q1} 为热量信号; D_s 为主蒸汽流量; p_d 为汽包压力; C_d 为蓄热系数。

DEB以调节级压力作为汽轮机能量的反馈信号。

在 DEB 中,以能量平衡信号作为锅炉的前馈信号,有些机组设计能量平衡信号作为锅炉主控的输出。能量平衡信号为

$$p_1 \frac{p_{Ts}}{p_T}$$

式中: p_1 为调节级压力; p_{Ts} 为主蒸汽压力设定值; p_T 为主蒸汽压力。

能量平衡信号的物理意义为汽轮机对锅炉的能量需求。机组运行时,满足下面的公式

$$p_1 \frac{p_{Ts}}{p_T} = D_s + C_d \frac{dp_d}{dt}$$

在稳定态时, $\frac{dp_d}{dt} = 0$, 上式简化为

$$p_1 = \frac{p_{Ts}}{p_T} = D_s$$

而 D_s 由 p_1 计算得出,它们近视为线性关系,因此有下式成立

$$p_T = p_{Ts}$$

即主蒸汽压力与其设定值相等。

在动态时,主蒸汽压力 (p_T) 与其设定值 (p_{Ts}) 并不相等,特别是在负荷变化过程中,这两者之间的偏差有时较大,因而将主蒸汽压力调节器继续保留,而把能量平衡信号作为前馈信号,构成基于直接能量平衡的主蒸汽压力反馈控制。这既提高了调节品质,又便于现场整定参数,降低了对锅炉蓄热系数测定和设置的要求。

3.4.1.2 非线性、变参数适应控制

对于大型火电机组,要求其在 50%~100% 范围内能够变负荷运行。锅炉主控及燃料主控的调节参数应根据负荷的大小及变负荷的速度来自动适配,以满足各种工况下燃烧率的精确控制。

燃煤发电机组,特别是配置中速磨煤机直吹式制粉系统和配置双进双出磨煤机直吹式制粉系统的机组,其主要控制参数为主蒸汽压力,而控制手段为燃料量,燃料量——主蒸汽压力特性在大负荷范围内是有变化的。锅炉主控的控制策略,除常规引入负荷指令或能量平衡信号前馈的主蒸汽压力调节器外,对其前馈的加权系数以及 PID 调节参数(比例增益、积分时间、微分增益、微分时间等)需要引入负荷指令校正。通过试验得出不同负荷点下的各调节参数,以使控制系统在大的负荷变化范围内,都能获得较好的控制品质。

变参数要考虑以下因素:①机组负荷指令;②升负荷还是降负荷;③负荷的变化速率;④磨煤机运行的台数;⑤磨煤机投入自动的台数。

3.4.1.3 拉回回路的适当应用

为了在负荷变动时机组的主要运行参数稳定,有一种控制方案是设计“拉回回路”。即当锅炉调节主蒸汽压力过程中出现较大偏差时,汽轮机协助锅炉调节主蒸汽压力。采用拉回回路时,由于汽轮机主控系统要参与调节主蒸汽压力,对机组功率会有一定影响,但主蒸汽压力稳定后,机组的其他重要参数,如主蒸汽温度、汽包水位等会相对稳定,这又会使机组运行平稳,使机组在较短的时间里到达新的平衡,从而有利于功率的稳定。另外拉回回路调节与能量平衡前馈不宜同时作用,这在控制系统设计时需要注意。

3.4.2 自动发电控制 (AGC)

机组随时根据电网调度的指令自动改变机组的负荷,这就是自动发电控制 (AGC)。

中调通过电力专用线路向火电厂发出负荷指令,机组按照中调的要求实时变化机组负荷。涉及机组与中调的接口和

配合。

3.4.2.1 中调与机组 AGC 的接口信号

(1) 中调送至机组的信号。

1) 机组负荷指令(模拟量,单位为 MW,简称信号 A)。

2) 电网允许机组在 AGC 方式(开关量,简称信号 B)。

(2) 机组送至中调的信号。

1) 机组实际负荷(模拟量,单位为 MW,简称信号 C)。

2) 机组在协调方式运行(开关量,简称信号 D)。

3) 机组在 AGC 方式运行(开关量,简称信号 E)。

4) 机组负荷指令建议最低值(模拟量,简称信号 F)。

5) 机组负荷指令建议最高值(模拟量,简称信号 G)。

3.4.2.2 机组 AGC 与中调指令相配合实现协调控制

(1) 当无“机组在 AGC 方式时(信号 E)”时,中调的“机组负荷指令(信号 A)”跟踪“机组实际负荷(信号 C)”。

(2) 当“机组在协调方式运行(信号 D)”时,中调发出“电网允许机组在 AGC 方式(信号 B)”。

(3) 当机组接收到“电网允许机组在 AGC 方式(信号 B)”时,一般由运行人员发出“投入 AGC 方式”的指令,正常时机组运行在 AGC 方式,机组送出“机组在 AGC 方式运行(信号 E)”。

(4) 当“机组在 AGC 方式运行(信号 E)”时,中调的“机组负荷指令(信号 A)”跟踪释放,它会根据中调的自动控制系统向机组发出机组负荷指令。

(5) 当“机组在 AGC 方式运行(信号 E)”时,中调的“机组负荷指令(信号 A)”会在“机组负荷指令建议最低值(信号 F)”与“机组负荷指令建议最高值(信号 G)”之间。

(6) 当“机组在 AGC 方式运行(信号 E)”时,中调的“机组负荷指令(信号 A)”同样要受到机组负荷变化率的限制。

AGC 反映了一台机组自动控制水平的高低,AGC 投入及负荷响应实时性是机组对供电品质的贡献。只要机组的协调控制系统能够长期投入,并满足电网对机组负荷变化率的要求,则 AGC 就会长期稳定地投入。

3.5 新型控制策略

3.5.1 概念

先进控制策略内涵丰富,并带有较强的时代特征,虽至今尚无统一的定义,但其控制任务却是明确的,即用来处理那些采用传统控制效果不好,甚至无法控制的复杂工业过程控制问题。先进控制应用得当可取得显著的控制效果。

按照著名过程控制专家 D. E. Seborg 的观点,过程控制策略的分类如下:

(1) 第一类。传统控制策略,包括手动控制、PID 控制、串级控制、前馈控制等。

(2) 第二类。先进控制——经典技术,包括增益调整、时滞补偿、解耦控制等。

(3) 第三类。先进控制——流行技术,包括模型预测控制、内模控制、自适应控制、统计质量控制等。

(4) 第四类。先进控制——潜在技术,包括最优控制、非线性控制、专家控制、神经控制、模糊控制等。

3.5.2 应用情况

大型火电机组的控制集中了工业过程控制的主要问题,一些控制对象具有大时滞、多变量耦合、参数摄动、非线性等特点,采用传统的控制算法效果不理想,部分回路的控制

性能仍有改进的空间。这些问题吸引了众多专家学者研究如何将先进控制策略应用于火电机组的控制中。

3.5.2.1 直接能量平衡 (DEB)

“直接能量平衡”算法是由 MCS 公司 (即前 L&N 公司) 发明的一种多变量解耦方法, 是指锅炉“热量释放”应该和机组“能量需求”相平衡, 即

$$p_1 + dp_a/dt = p_s p_1 / p_T$$

式中: p_1 为汽轮机第 1 级压力; p_T 为主蒸汽压力; p_s 为主蒸汽压力设定值; p_a 为汽包压力。

DEB 算法把内在联系非常紧密的汽轮机负荷需求和锅炉热量释放两者在概念上进行了清晰区分, 并找到了测量的具体方法。当有机组负荷改变要求时, 汽轮机负荷要求迅速反映到锅炉; 没有负荷改变要求时, 各自的内扰由各控制器自行消除达到自治, 实现了锅炉与汽轮机间的协调控制。由于该方法概念清晰, 实现简单, 因此已广泛应用于机组协调控制中。

3.5.2.2 PID 参数自动整定

PID 控制器参数自动整定方法, 总体上可分为基于输入输出数据的自整定法和基于瞬态响应的自整定法两种。近年来一些厂商相继开发了 PID 控制器参数自动整定软件, 在部分火电机组中得到了应用。此类软件可为控制系统的参数整定提供帮助, 但整定结果是否可以应用于实际机组的控制中, 仍离不开有经验的现场工程师的判断与进一步的调整。

3.5.2.3 模糊控制

模糊控制是以模糊数学理论为基础的控制学科, 其基本点就是把人的经验转化为控制策略, 从而为模型未知的复杂系统控制提供方便的控制模式。模糊控制过程反映了人们在对被控过程中进行调节时, 不断将观察到的过程输出的精确量转化为模糊量, 通过人脑的思维和逻辑推理取得模糊判决后, 再将所得到的模糊量转变成精确量, 来模拟手动控制的整个过程。

3.5.2.4 神经网络控制

神经网络控制是指在控制系统中采用神经网络这一工具对难以精确描述的复杂的非线性对象进行建模, 或充当控制器, 或优化计算, 或进行推理, 或故障诊断等, 以及同时兼有上述某些功能的适当组合。由于神经网络具有自学习、自适应、自组织、函数逼近和大规模并行处理等诸多优点, 因此神经网络控制在火电机组的控制应用有很大的潜力。目前该方面的研究基本上处于仿真研究阶段。

3.5.2.5 自适应控制

自适应控制系统是一种本质非线性的系统, 该策略由当前状态得到当前系统的性能指标, 通过与期望的性能指标比较, 得到自适应控制律以改变调节系统的参数。在火电机组的控制中, 自适应控制常与其他控制算法结合, 形成新的控制策略, 并有较多的成功应用实例。

3.5.2.6 预测控制

该算法是一种基于模型的控制算法, 具有预测模型、滚动优化和反馈校正三个基本特征。预测控制的最大优势在于能够采用滚动优化的控制策略, 根据运行情况进行实时修正, 并将各种优化目标融入控制律中。因此能在一定程度上克服模型误差、模型摄动和某些不确定性干扰等的影响, 使系统的鲁棒性得到增强, 是火电机组协调控制、蒸汽温度控制研究的一个热点。研究的主要算法包括广义预测控制 (GPC)、多变量模型预测算法 (MPC)、数字矩阵控制 (DMC) 等。由于预测控制是过程模型辨识技术、优化理论等现代控制理论发展的综合产物, 理论和计算相对复杂, 调

整参数多, 调试难度大, 因此该算法在火电机组控制中的应用多处于仿真研究阶段。

3.5.2.7 其他先进控制策略

其他先进控制策略如内模控制、 H_∞ 控制等, 大多数可以应用于工业过程控制的先进控制策略都可以应用与火电机组控制中, 但多处于仿真研究阶段, 应用于实际机组控制的较少。

3.5.3 展望

传统 PID 控制算法是对人操作方式的简单而有效的总结和模仿, 且算法简单、参数概念清晰, 仍是火电厂过程控制的主要算法; 以直接能量平衡为代表的经典技术已在火电机组的控制中广泛应用; 模糊控制、神经网络、自适应控制等先进策略, 以复合控制的形式与 PID 控制器或相互之间相结合, 已在火电厂控制中取得了诸多成功实例; 预测控制理论、内模控制、 H_∞ 控制等在火电机组控制中具有广阔的发展空间, 是当前研究的一个热点。

4 超临界和超超临界机组自动控制系统的运行

4.1 自动控制系统的特点

在超临界压力下, 锅炉中没有一个明显的汽水分界面, 这就决定了在超临界压力下, 锅炉不可能再采用亚临界压力下的汽包锅炉形式, 而毫无例外地要采用直流锅炉。

不管是超临界还是超超临界机组, 并不是在所有负荷下主蒸汽参数都运行在超临界范围, 按照目前技术水平所设计的超临界和超超临界机组, 经过经济技术比较, 基本上都设计为定一滑一定运行方式。在机组冲转、并网以及低负荷时, 主蒸汽维持在一个比较低的压力不变; 随着机组负荷的上升, 主蒸汽压力逐渐上升, 到了高负荷阶段, 主蒸汽压力再维持在一个比较高的压力不变。大部分超临界和超超临界机组大约在机组负荷上升到 70% 左右时, 主蒸汽压力开始上升到临界压力之上。

从自动控制的角度看, 超临界和超超临界机组自动控制系统的设计和运行并没有本质的区别, 而且和亚临界压力下的直流锅炉自动控制系统有很多相同之处。当然, 随着主蒸汽参数的提高和机组容量的增大以及机组保护系统要求的提高, 会带来一些新的要求。

超临界和超超临界机组因为只能采用直流锅炉, 故在机组启动以及低负荷阶段, 自动控制系统最显著的特点就是汽水分离器水位的控制。当机组负荷上升到一定值时 (在 30% 左右), 汽水分离器转入干式运行, 这时最重要的区别就是煤水比的控制, 或者说是中间点温度的控制。超临界和超超临界机组自动控制系统的其他子系统, 和汽包锅炉基本相同。

4.2 分离器水位控制

为了保护直流锅炉的受热面, 设计规范规定当炉膛内有火时, 任何情况下通过锅炉水冷壁的给水流量都不能低于最小值, 该值约在锅炉额定负荷给水流量的 25% 左右。当机组负荷较低时, 进入炉膛的燃料量较少, 锅炉产生的蒸汽流量小于给水流量, 锅炉水冷壁出口的汽水混合物进入锅炉的汽水分离器, 分离后的蒸汽进入锅炉的过热器, 分离出的水进入分离器贮水罐, 所谓锅炉分离器水位控制实际上就是指分离器贮水罐的水位控制。

从锅炉主设备的配置而言, 分离器贮水罐的疏水有几种不同的方案。

当锅炉不配备炉水循环泵时,如果给水品质合格,正常情况下有的锅炉分离器贮水罐直接疏水到凝汽器;有的锅炉分离器贮水罐直接疏水到除氧器;有的锅炉分离器贮水罐直接疏水到疏水扩容器。根据分离器贮水罐液位的高低,也有将不同疏水方式组合起来的方案。比如正常情况下疏水到除氧器,如果分离器贮水罐液位过高,再开启向凝汽器疏水的阀门。

分离器贮水罐一般是一个垂直安装的圆筒,高度约十几米。贮水罐水位允许的变化范围比较大,但是因为它本身的横截面面积较小,所以也不可能在任何工况下都将该水位控制在一个很小的范围之内。

对分离器贮水罐水位的控制,关键是要反应迅速,同时要避免相关的调节阀频繁、剧烈地振荡。对于不带炉水循环泵的汽水分离器水位控制系统,一般设计成直接根据贮水罐液位信号经函数发生器产生出疏水阀门开度信号,如果有几个疏水阀门,大多数情况下这几个疏水阀门工作在贮水罐水位的不同高度,亦即这几个疏水阀门是串联工作的。

由于现场测量的水位信号有可能频繁地波动,为了避免疏水阀门的频繁振荡,一般要对该信号进行滤波处理。在有几个疏水阀门串联工作的情况下,为了提高控制效果,当贮水罐水位变化较快时,控制系统一般会经过一个微分环节来让后续动作的调节阀提前动作。

控制系统还要考虑机组的设备保护和连锁,如当汽水分离器内压力过低时,禁止向除氧器疏水;如果凝汽器压力过高时,禁止向凝汽器疏水等。

当锅炉配备有炉水循环泵(BCP)时,在锅炉低负荷下,将分离器贮水罐的饱和水强制再循环到省煤器入口,以提高机组的经济性。正常情况下通过调节炉水循环泵的再循环流量来控制汽水分离器贮水罐的水位,当贮水罐水位增大时,增加再循环的给水流量,反之亦然。

在这种主设备配置下,贮水罐水位控制系统的设计一般是让贮水罐水位信号经函数发生器给出炉水循环泵的再循环流量给定值,实际测量的再循环流量信号和给定值比较,偏差经PID调节后,给出炉水循环泵再循环流量调节阀的开度信号。

如果省煤器出口的给水温度接近饱和值,为了防止给水在省煤器内汽化,从而威胁机组设备安全,也需要动态减少炉水循环泵的再循环流量。

如果机组正常情况下采用汽动给水泵,启动时采用电动给水泵,当电动给水泵故障而必须采用汽动给水泵启动机组时,因为汽动给水泵不可能运行在太低的出口流量,所以也需要减少炉水循环泵的再循环流量。

当因某种原因贮水罐液位信号过高时,配备炉水循环泵的锅炉一般也都设计了后备的疏水方式,这时一般疏水到疏水扩容器或者凝汽器。

以上所述均为在相关调节阀投入自动控制时的控制策略,当然运行人员可以随时将相关调节阀切换到手动方式进行控制。

炉水循环泵在运行时,还要设计泵入口的喷射水控制,以防止泵入口汽化。

以上所述的汽水分离器贮水罐水位控制均为在机组的启动和低负荷阶段,当机组负荷上升时,汽水分离器入口的蒸汽量逐渐增大,大约在机组达到25%负荷后,进入汽水分离器的工质就会逐渐变成干蒸汽,这时汽水分离器进入纯干式运行,从而贮水罐液位开始下降,最终疏水阀门全关,BCP泵停止。

4.3 煤水比控制

煤水比控制是直流锅炉运行中一个极其重要的控制目标。当进入汽水分离器的工质为汽水混合物时,锅炉运行在湿态方式,当进入汽水分离器的工质为干蒸汽时,锅炉运行在干态方式。锅炉在湿态方式下运行时,锅炉产生的主蒸汽流量小于水冷壁入口的给水流量;锅炉在干态方式下运行时,锅炉产生的主蒸汽流量等于水冷壁入口的给水流量。由于给水流量和蒸汽流量的测量也有一定的误差,实际工程上一般采用锅炉负荷再加上汽水分离器入口蒸汽的过热度来判断锅炉在湿态方式或干态方式。

4.3.1 湿态方式运行不需要控制煤水比

当锅炉运行在湿态方式时,由于通过锅炉水冷壁的给水流量不能低于锅炉额定负荷给水流量的25%左右,这时锅炉输入的燃料量相对较少,所以产生的蒸汽流量小于给水流量。从煤水比控制的角度讲,在这个阶段,锅炉入口的给水流量始终维持在最小流量,根据锅炉升降负荷的需要只需要控制燃料量即可。也就是说,在这个阶段煤水比不需要控制。

4.3.2 干态方式运行需要控制煤水比

当锅炉运行在干态方式时,进入汽水分离器的蒸汽已经有一定的过热度,也就是说,锅炉内部的汽水分界面在水冷壁内部。随着锅炉输入燃料量和给水流量的比例改变,这个分界面会前后移动。汽水分界面的变化必然带来锅炉各级受热面比例发生变化,从而导致后面各级过热蒸汽温度发生变化。

4.3.3 煤水比的控制

在直流锅炉中,煤水比的控制是锅炉主蒸汽温度控制的最基本和最主要的手段。如果锅炉的煤水比失调,仅仅依靠过热器的喷水减温控制是不可能将主蒸汽温度控制在运行要求的范围之内的。

当锅炉运行在干态方式时,随着锅炉负荷指令的变化,根据锅炉设计煤种低位发热值,控制系统应同时按一定比例改变燃料指令和给水流量指令,以达到粗调煤水比的目的。稳态工况下判断煤水比是否合适的指标,一般取汽水分离器入口(或出口)蒸汽的温度(或过热度)与设计值的偏差,再对煤水比进行校正,这部分将在“中间点温度控制”节叙述。

当锅炉采用直吹制粉系统时,由于制粉系统和锅炉燃烧传热的时间迟延,燃料指令变化和给水指令变化相比,其对汽水分离器入口蒸汽温度的影响要慢一些。为了提高汽水分离器入口蒸汽温度的控制效果,控制系统有时会在锅炉负荷改变时有意给给水指令加上一定的时间迟延,但这个迟延会同时降低机组的负荷适应性。

为了防止在某些特殊工况下煤水比出现严重失调,控制系统一般会设计给水流量和燃料量指令的交叉限制。

4.4 中间点温度控制

直流锅炉的中间点温度在物理意义上就是指锅炉汽水分离器入口(或出口)蒸汽的温度,它是对锅炉煤水比进行细校正的主要控制指标。

在控制系统粗调煤水比以后,因为燃料量或给水流量的测量误差或者实际燃烧煤种的发热值和设计煤种有偏差,从而导致煤水比失调,最终都会反映到中间点温度偏离设计值。

从控制系统的设计角度,有的锅炉直接控制中间点温度

的绝对值,有的直接控制中间点温度的过热度,其实际的物理意义是相同的。也有的锅炉采用中间点蒸汽焓值的控制策略,经过实际运行的比较,控制蒸汽温度和焓值的效果基本相当。下面即说明控制中间点温度的控制策略。

随着锅炉负荷指令的变化,控制系统会同时按一定比例改变燃料指令和给水流量指令,以达到粗调煤水比的目的。如果煤水比出现偏差,导致中间点温度偏离设计值,这时如果对给水流量指令进行稳态校正,即为水跟煤的控制方式,或者称为以煤为基础;这时如果对燃料量指令进行稳态校正,即为煤跟水的控制方式,或者称为以水为基础。

中间点温度的设定值一般根据汽水分离器内的蒸汽压力换算出该压力下的饱和蒸汽温度,再加上设计的过热度形成。也有的设计采用汽水分离器实际温度减去实际压力对应的饱和蒸汽温度计算出实际的过热度,两者的物理意义是相同的。当然随着锅炉负荷的不同,中间点温度设计的过热度是需要变化的,在控制系统内会设计这种自动改变定值的回路。

随着锅炉负荷的不同,中间点温度控制的动态特性会发生变化,控制系统一般会设计随锅炉负荷改变自动改变控制系统的参数。

为了防止控制系统的误动作或者运行人员的误操作,有的中间点温度控制系统会对煤水比的稳态校正信号进行最大值和最小值限制,使其在一个预先规定好的范围内变化。如果锅炉设计为水跟煤的控制方式,会对给水流量指令的稳态校正信号进行限制;如果锅炉设计为煤跟水的控制方式,会对燃料量指令的稳态校正信号进行限制。当然,这个限制范围也是根据锅炉负荷的变化而改变的。

5 循环流化床锅炉(CFB)自动控制系统的运行

循环流化床锅炉就其工艺特点,与常规煤粉锅炉相比,具有更多的输入/输出变量,耦合关系也更为复杂。因此除了常规的控制回路以外,CFB锅炉的控制还包括以下几个主要系统:床温控制系统;床压控制(料层差压控制)系统;燃烧控制系统;石灰石(炉内脱硫)控制系统等。

5.1 床温控制

我国目前投产的CFB锅炉的床温大都选在 $850\sim 900^{\circ}\text{C}$ 的范围,把床温控制在这一范围内,不但能有效地避免炉床的结焦(该床温低于我国绝大多数煤质的结焦温度),而且该床温是常用的石灰石脱硫剂的最佳反应温度。

不同容量的CFB锅炉结构有较大区别,有些控制系统的控制手段也就不同,以 440t/h 以下CFB锅炉和 670t/h 以上CFB锅炉为例,床温的控制手段分别为调节一、二次风配比和外置换热器的灰控阀。以下就 440t/h 以下CFB锅炉和 670t/h 以上CFB锅炉分包介绍其床温控制系统。

5.1.1 440t/h 以下CFB锅炉床温控制

影响床温的因素很多,如给煤量、石灰石供给量、排渣量、一次风量、二次风量、返料风量等,凡是影响负荷变化的因素都会对床温产生影响。给煤量主要用来调节主蒸汽压力,床温对给煤调节的影响仅通过串级系统的内环来体现,因此给煤量仅为调节床温的手段之一。石灰石供给量对床温的影响比较小,且其影响也可间接体现在给煤量上,故在构造床温控制系统时不考虑石灰石的影响。排渣量主要用来控制床层厚度,若床层厚度基本恒定则排渣量对床温的影响也可不予考虑。对于不带外置式换热器且采用高温分离器的

440t/h 以下循环流化床锅炉,可以通过调节一次风和二次风的比例来维持床温稳定。

CFB锅炉的一、二次风量占总风量的90%以上,不仅满足锅炉燃烧的需要,而且参与床温调节。增大一次风量,减小二次风量,可降低床温,反之床温提高。

床温调节器的输出与风量校正值的关系如图16.8-8所示。如图16.8-8所示,一、二次风量对床温的影响是不一样的,即使是二次风也跟其布置位置有关。控制逻辑设计如图16.8-9所示。为提高床温的动态响应性,在调节回路中加入机组负荷指令前馈。

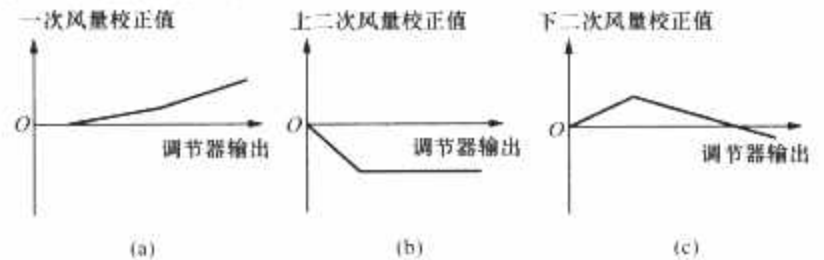


图 16.8-8 床温校正

(a) 一次风量校正函数 $F(x)$; (b) 上二次风量校正函数 $F(x)$; (c) 下二次风量校正函数 $F(x)$

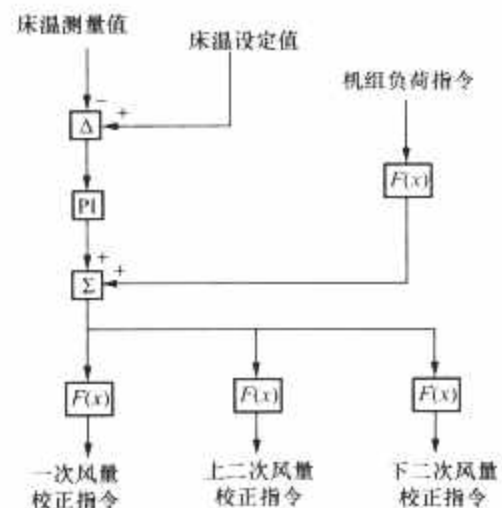


图 16.8-9 床温控制逻辑

在总风量调节回路中,总风量根据燃料指令获得,并根据过量空气系数校正,形成总风量指令。床温修正指令只是通过调节一次风、上二次风、下二次风配比来达到控制床温在某一范围。

5.1.2 670t/h 以上CFB锅炉床温控制

我国目前投产的 670t/h 以上容量的CFB锅炉都是安装了外置换热器(又称外置床)。以江西分宜电厂国产 670t/h CFB锅炉为例,它设计有4个外置换热器,外置换热器的布置如图16.8-10所示(蒙西电厂等 300MW CFB机组也是采用此布置方案)。

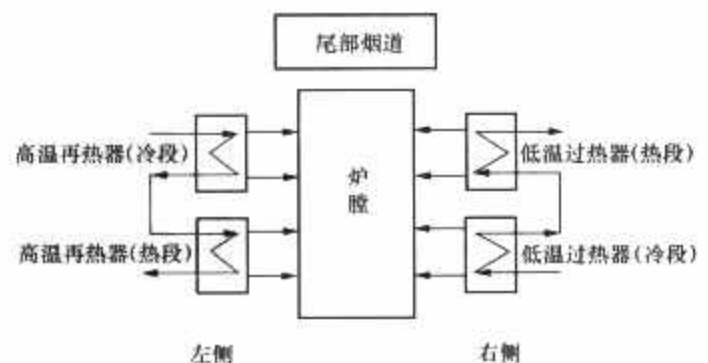


图 16.8-10 外置换热器布置

我国自主设计的 670t/h CFB锅炉一侧两个外置换热器分别设有一个入口风门,通过调节入口风门开度来调节流过

布置在外置床内的再热器受热面的高温再循环灰流量，从而可以控制再热蒸汽温度，如果再热蒸汽温度继续超温，还可以通过喷水减温降低再热蒸汽温度。

另外一侧同样布置两台外置换热器，该两台外置换热器内布置低温过热器受热面，两个外置换热器分别设有一个入口风门，通过调节入口风门开度来调节流过布置在外置床内的低温过热器受热面的高温再循环灰流量，从而可以控制回到炉膛的再循环灰温度，从而达到控制床温的目的。

目前我国引进技术制造的 670t/h CFB 锅炉的外置床内布置的是一套机械装置锥形阀（简称灰控阀），通过控制灰控阀的开度来控制通过布置在外置床内的受热面的高温再循环灰流量来分别控制再热蒸汽温度和床温。采用外置换热器灰控阀为控制手段可以较好地维持床温在某一区域，比采用一、二次风量配比调节效果好，控制回路设计简单，一般采用单回路加负荷前馈即可。控制逻辑框图如图 16.8-11 所示。

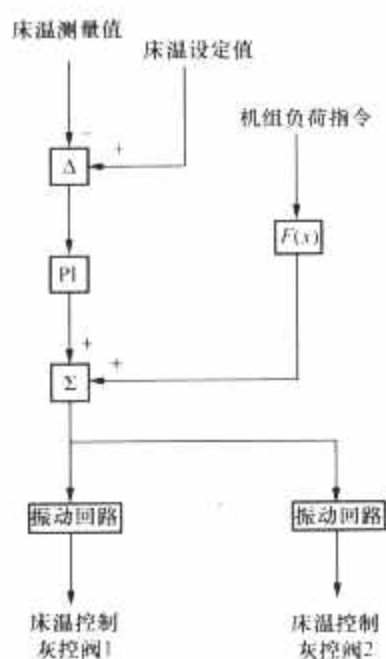


图 16.8-11 灰控阀控制床温逻辑框图

5.2 床压控制

循环流化床锅炉的底部床料是由循环灰、大颗粒的煤、石灰石、沙子、炉渣等组成。循环流化床锅炉床压指其料层差压，料层差压是表征流化床料层厚度的物理量，不同的料层厚度对应不同的料层差压。

料层厚度对循环流化床锅炉的稳定运行有很大影响，料层过薄，料层容易吹穿而产生沟流，流化不均而引起局部结渣，难以形成稳定的密相区，还会造成放渣含碳量高，燃烧不完全，增加了灰渣热损失。同时，由于料层过薄，加热床料会变得很困难，因为此时炉膛内物料的流化变得极不稳定，料层的蓄热能力差，使加热升温所需要的时间大大延长。料层过厚会造成物料流化所需的风量增加，风机压头增大，电耗增加，可能造成风道和风室振动，加热床料所需的热量增加，从而也造成加热升温阶段的时间延长经济性降低，锅炉效率下降。同时由于料层过厚影响物料流化，底部大颗粒物料沉积，危及机组安全运行。

床压的控制一般是通过控制炉膛排渣来实现的。由于锅炉排渣对流化床锅炉的燃烧和床温都有影响，所以排渣的方式有周期性排渣和连续排渣两种。目前循环流化床锅炉有两种主要的排渣冷却装置，一种是风冷或风水联合冷渣器，由锥形阀（在国产 410 t/h CFB 锅炉采用的是插板阀）控制排

渣；另一种是水冷螺旋冷渣器，通过调节排渣机的转速来控制床压保持在一定值。

5.3 燃烧控制

循环流化床锅炉的燃烧设备主要由给煤系统、炉膛、分离器和返料系统组成。其燃烧过程与常规煤粉炉有很大区别，突出表现在循环和流化两方面。

与常规煤粉锅炉不同，循环流化床锅炉没有专门的制粉系统，大块的煤经破碎至小颗粒（有颗粒直径要求）从炉膛的多处给料点（或称给煤口）送入。给煤系统一般分为两个给料系统，多数采用 3 级给煤机串联布置，第一级给煤机采用称重式给煤机，二、三级给煤机采用刮板给煤机或螺旋式给煤机。

给煤量主要接受负荷指令和风—燃料交叉限制信号的控制。首先根据负荷指令得出要求的燃料量，然后，根据风—燃料交叉限制，从实际风量计算出允许的最大燃料量，二者低选信号再作为燃料主调节器的输出分别控制各台给煤机转速。这样也就保证了动态过程中先加风后加煤，先减煤后减风。

给煤机的转速控制一般推荐采用线性较好的变频调节方式。多台给煤机同煤粉炉一样设计有平衡和偏置功能，任意一台给煤机切投或手/自动切换都是无扰的。

锅炉主控系统发出的风量指令即为总风量指令。在总风量中，包括有一次风、二次风（上、下）、回料风、播煤风、密封风等，其中一、二次风所占比例最大，约占总风量的 90%，一次风是主要的流化风，同时一次风和二次风直接影响锅炉的运行及燃烧工况。所以，总风量调节系统是通过改变一次风量、上、下二次风量来保证锅炉所需配风及总流化风量要求。

锅炉主控系统的总风量指令与燃料量测量值进行交叉限制并且和最小风量（最小风量应满足最小流化风量的要求等）取大后作为总风量控制系统的给定值，以保证负荷增加时先加风后加燃料、负荷减小时先减燃料后减风的要求。这样一方面保证过量空气系数，另一方面满足炉膛内物料流化所需的最小流化风量。总风量控制系统的给定值在 PID 中与总风量测量值进行运算，运算结果经过函数处理后分别作为一次风量指令、上二次风量指令及下二次风量指令，其中上、下二次风量指令要经过氧量校正。如果设计有床温校正信号，一次风量指令、上二次风量指令及下二次风量指令要同时接受床温校正信号。

5.4 CFB 脱硫控制

循环流化床锅炉的一大优点就是能实现炉内脱硫。通过给料系统加入石灰石，在燃烧过程中可以与煤炭中的硫进行化学反应，生成 CaSO_4 ，从而起到脱硫的作用。

石灰石控制系统的目的是满足 SO_2 排放量的要求。由于煤种的不同，煤量的不同，所需的石灰石的量是不同的，所以石灰石控制设计为串级控制系统，主回路为 SO_2 调节器，副回路为石灰石量调节器。主回路满足了 SO_2 排放量的要求，副回路通过调节设定的煤/石灰石比值来提高系统的动态响应性。当进入炉膛的煤量发生变化时，控制系统根据设定的煤/石灰石比值，迅速发出石灰石给料量指令。在有些电厂，石灰石是通过螺旋给料机送入炉膛的，那么石灰石控制器的输出就通过改变螺旋给料机的转速调节石灰石给料量。

6 燃气—蒸汽联合循环发电机组自动控制系统的运行

6.1 联合循环的控制策略

常规的燃油或燃气—蒸汽联合循环有三种基本方案：① 不补燃的余热锅炉型方案；② 有补燃的余热锅炉型方案；③ 增压锅炉型方案。

6.1.1 频率/负荷的控制

由多台燃气轮机和一台汽轮机组成的联合循环发电装置，有两种调节其功率的方式：① 只调节燃气轮机的功率输出；② 同时调节燃气轮机和汽轮机的功率输出。

燃气轮机的功率通常采取改变燃料的供给量来控制，在高负荷范围内，有时通过改变吸入压气机的空气流量来进行调整。在后一种方法中，可以在 80%~100% 的负荷范围内，使燃气轮机的进气温度保持恒定不变，负荷低于 80% 之后，为防止燃气轮机的末级温度太高，必须将燃气轮机的进气温度极限值降低。

在有补燃的余热锅炉的联合循环中，蒸汽的压力和温度都比较高，汽轮机不采用滑压运行方式，而采用定压运行方式。主蒸汽压力保持恒定，通过调节汽轮机进汽阀开度，控制汽轮机输出功率。主蒸汽流量的变化则是通过对余热锅炉补燃的燃料量的控制来进行调节。此种控制方式能适应机组负荷有相当大的突然变化的工况需求，因为，可以让汽轮机来承担一部分的负荷波动，以减少燃气轮机负荷的大幅度波动，也就是说，可以减少燃气轮机初温的变化幅度，以利于延长燃气轮机的使用寿命。

从理论上讲，负荷控制与频率控制是等效的。但在高负荷情况下，燃气轮机往往可以被切换到温度控制的运行方式之中，那时，不论频率的变化或负荷的波动都不会影响机组的运行工况（以控制燃气轮机进气温度不越限）。

6.1.2 汽包水位控制

采用三冲量水位控制系统。低压汽包一般只配备单冲量汽包水位控制系统。

6.1.3 主蒸汽温度控制

不补燃的余热锅炉，烟气温度比较低，汽温控制不是绝对必要的，只是在尖峰负荷工况下，采取温度限制。对于有补燃的余热锅炉，一般采用过热器二段或三段喷水减温调节。

6.1.4 主蒸汽压力控制

在不补燃的余热锅炉中，汽轮机按滑压方式运行，无需对主蒸汽压力进行控制。对于汽轮机按定压方式运行时，主蒸汽压力控制系统必须始终运行。根据机组系统配置，改变：汽轮机调节阀开度、汽轮机旁路阀开度、启动阀及烟气旁路阀开度等。

6.1.5 给水温度控制

为了保持余热锅炉的低温腐蚀在允许的范围之内，应将维持给水温度在酸露点温度附近，作为给水温度的控制指标。

6.2 燃气轮机和所属辅机控制

燃气轮机和所属辅机的控制有三大部分组成：顺控系统、主控系统和保护系统。

6.2.1 顺控系统

一是启动准备及判据检查。包括在自动启动前，全面检查设备是否都已处于可以启动的准备状态。二是根据预先确定的逻辑条件，控制所有二位式作用的辅助设备，如：启动离合器、各类泵、各种开关型阀门等，以保证机组的自动启

动和停止。

6.2.2 主控系统

主控系统主要是调节进入燃气轮机燃烧室的燃料流量，相应调节压气机的进口可调导叶。主控系统含下列主要控制系统：

(1) 启动控制系统。在顺控系统和启动控制系统的共同作用下完成启动过程。启动控制系统则是在从点火开始，直到启动程序完成这个阶段内，根据判据，适时和适量地向燃烧室供应燃料。

(2) 转速控制系统。转速控制系统属燃气轮机的频率/负荷的控制系统。有“有差转速”和“无差转速”两种控制算法供选。当机组带动交流发电机时，应该选择“有差转速”控制方式。

(3) 加速度控制系统。转子角加速度的信号值与设定值进行比较，该控制系统可以在燃气轮机突然甩负荷后，帮助抑制动态超速；也可在启动过程中限制燃气轮机的加速率；提供增、减燃料流量信号。

(4) 温度控制系统。是把燃气轮机排汽温度的信号与温控基准值进行比较，以便提供增、减燃料流量的信号，为实现燃气轮机最高（进气）温度的限制提供保证。

(5) 同期控制系统。同期控制系统自动地测量发电机以及电网的电压、频率和相位，使之相互比较，以便提供增、减燃料流量信号，去调整燃气轮机的转速和发电机的电压，为自动并网提供保证。

(6) 手动控制系统。在控制系统处理器故障或调试时，通过操作接口的软开关，给出增、减燃料流量的信号，以便完成手动控制功能。

6.2.3 保护系统

设有超速、超温、熄火、振动、燃烧监测五项复杂的保护系统；还有润滑油压力、温度，液压系统压力，燃料源压力，电动机源电压，启动故障，以及热电偶开路等保护。

6.3 联合循环电站控制用 DCIS 系统示例

DCIS (Distributed Control and Information System) 是分散式控制和信息系统。实例：拥有两套燃气—蒸汽联合循环发电机组，系统如图 13.8-12 所示。系统共有三级：

(1) 0 功能级。用于对单一设备控制。0 功能级上相应设备，其中以燃气轮机最为突出，几乎皆由制造商提供专用控制装置进行控制。例如：GE 公司提供的 MARK-IV 型及以后改进型 MARK-V 控制系统，其主功能控制器采取三重冗余配置，以提高可靠性。

(2) 1 功能级。两套燃气—蒸汽联合循环发电机组协调控制，并对辅助设备与控制与信息采集。

(3) 2 功能级。实现人一机接口功能。

控制系统中所有控制、采集和监视功能都是通过计算机和子系统的微机（冗余配置）来实现的。保护功能则是用常规的逻辑电路来完成。

7 烟气脱硫自动控制系统的运行

目前我国燃煤发电机组烟气脱硫 (FGD) 技术绝大多数采用的是石灰石/石灰—石膏湿法脱硫工艺，600MW 以上机组通常并采用一炉一塔的设计。

7.1 烟气系统控制

7.1.1 运行特点及其主要设备

烟气系统主要包括：增压风机系统，增压风机出、入口原烟气挡板，出口净烟气挡板；旁路挡板；高、低压挡板密

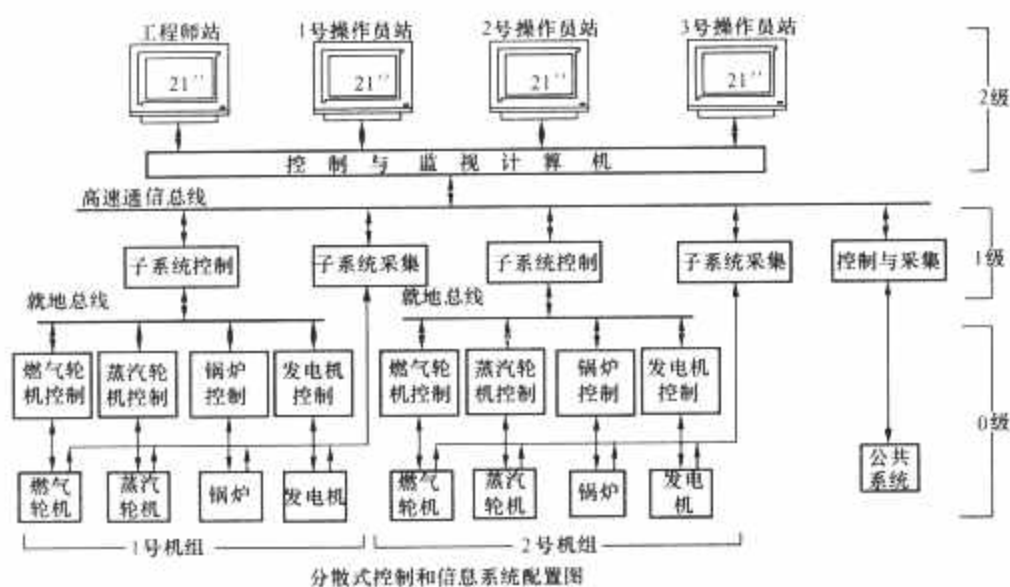


图 16.8-12 联合循环电站分散控制和信息系统配置图

封风机系统，烟气换热器（GGH）系统等。

7.1.2 增压风机控制系统

每台增压风机配套两台冷却风机，此外还配套一套外循环供油装置。

(1) 增压风机启动、停止及保护逻辑。

1) 启动增压风机条件。冷却风机运行；油系统运行；静叶位置小于 5%；增压风机入口挡板门关闭；净烟气挡板开启；出口原烟气挡板开启；烟气换热器（GGH）投运；增压风机轴承、电动机轴承、电动机定子温度正常。

2) 停止增压风机条件。旁路挡板已开。

3) 连锁保护停止增压风机条件（任一条件）。增压风机或电动机轴承温度大于设定值；机壳振动大于设定值；风机启动 1min 后入口原烟气挡板未开。

(2) 冷却风机自动启动条件。增压风机或电动机轴承温度大于设定值且另一台已运行。

(3) 油系统。增压风机的油系统包括电加热器组和两台润滑油泵。两台润滑油泵一运一备。

(4) 增压风机入口原烟气挡板控制逻辑。

1) 允许挡板开条件。净烟气挡板开启；烟气换热器（GGH）运行；出口原烟气挡板开启；增压风机运行。

2) 挡板自动开条件。增压风机运行延时 5s。

3) 挡板允许关条件。增压风机停止。

(5) 增压风机出口原烟气挡板门控制。

1) 允许挡板开条件。任一浆液循环泵在运行。

2) 允许挡板关条件。增压风机停止。

(6) FGD 出口净烟气挡板控制。

1) 允许挡板开条件。至少一台浆液循环泵运行；GGH 入口原烟气温度小于设定值。

2) 允许挡板关条件。增压风机停止；吸收塔顶气动排空门打开；旁路烟气挡板打开。

(7) 旁路挡板控制。

1) 挡板保护开启条件（任一条件）。浆液循环泵均停止；增压风机停止；增压风机入口母管压力小于或大于设定值，延时 30s。

2) 挡板允许关条件。GGH 出口净烟气挡板打开；增压风机出、入口挡板全开；至少一台浆液循环泵运行；增压风机运行后 60s。

(8) 烟气换热器（GGH）控制。包括 GGH 主、辅电动机、吹灰系统、密封空气系统、低泄漏风机、在线高压水冲洗系统和吹灰器密封风机。

1) GGH 主、辅电动机。启动允许条件为至少一台

GGH 密封空气风机运行。停止允许条件为增压风机停止后 1h，且增压风机入口挡板关闭。

2) 低泄漏风机。启动允许条件为 FGD 出口挡板已开，且低泄漏风机电动机各测点温度正常。

7.1.3 烟气控制系统运行中注意事项

旁路挡板在 FGD 启动初期处于开状态，FGD 的烟气通道建立之后，旁路挡板的关闭应与增压风机静叶开启协调一致，一边开增压风机的静叶挡板，一边关旁路挡板。任何情况下，都须保证烟气有通道排入大气。

7.2 吸收塔系统控制

7.2.1 系统特点及主要设备

吸收塔系统主要包括吸收塔本体、浆液循环、扰动、除雾器冲洗、氧化风机等。烟气进入脱硫塔，逆流向上与喷淋的石灰石浆液反应脱除烟气中的 SO_2 。脱硫后的净烟气经除雾器脱水后排出脱硫塔。

7.2.2 浆液循环控制系统

控制设备有吸收塔浆液循环泵、进口门、出口冲洗门、进口排放门。

(1) 吸收塔浆液循环泵控制。

1) 启动允许条件。吸收塔液位正常；冲洗阀关闭；排放阀关闭；入口阀开启。

2) 保护停止条件（任一条件）。吸收塔液位低；泵已运行，进口门未开（或排放门未关或冲洗阀门未关）；泵电动机轴承温度高；泵轴承温度高；泵运行时出口压力低。

(2) 除雾器冲洗水系统。烟气通过除湿装置时，经过一段时间后会产结垢现象，因此在运行中有必要定时冲洗。冲洗由顺序控制自动完成。当除雾器差压达到设定值则发出报警。

(3) 氧化风机。为减少或消除结垢，用氧化风机对石灰石浆液进行强制氧化。

(4) 吸收塔液位控制。吸收塔的液位受石膏排出、除雾器冲洗、石灰石浆液补充、各回收系统、吸收塔补水等影响。当液位处于高位时，应关闭所有进入吸收塔内的阀门；液位低时，通过除雾器冲洗，石灰石浆液输送，工艺水补充等手段进行液位调节。

(5) 吸收塔内石膏浆液的扰动。为防止浆液沉淀，塔内的石膏浆液需不断搅动。另外，FGD 停运后，也需间隔对塔内浆液进行扰动。常用的有扰动泵和搅拌器。采用扰动方式和搅拌方式的不同之处在于：当整个系统停运时，扰动方式的两台扰动泵可以停止，而搅拌方式的搅拌器不能停止。

吸收塔扰动泵控制:

1) 启动允许条件。吸收塔液位大于设定值; 扰动泵出口门关闭; 冲洗门关闭; 排放门关闭。

2) 保护停止 (任一条件)。吸收塔液位低; 泵已启动, 进口门未开 (延时); 泵已启动且出口冲洗门未关; 泵已启动且排放阀门未关闭; 泵轴承或电动机轴承温度高。

(6) 石膏处理系统。当吸收塔内的石膏饱和度达到 130% 时, 需要排出一部分浆液到石膏旋流站进行分离或排出抛弃。

7.3 石灰石浆液制备系统控制

7.3.1 系统特点及主要设备

石灰石块经下料口引至对应的皮带称重给料机, 再由皮带称重给料机出口落料管将石灰石块输至湿式钢球磨煤机内, 与一定比例的工艺水搅拌混合, 并经湿式钢球磨煤机磨制成浆液。

7.3.2 石灰石储运控制系统

(1) 系统主要设备。除尘器、振动给料器、带输送机、除铁器、斗式提升机、输送机。

(2) 启动顺序。启动除尘器→除铁器→振动给料机→带输送机→斗式提升机→输送机。

(3) 停运顺序。停止设备的顺序与启动的次序相反。

7.3.3 石灰石制浆区排水坑控制系统

系统主要设备: 石灰石制浆区排水坑搅拌器、石灰石制浆区排水坑泵、出口门、冲洗门。

(1) 启动允许条件。石灰石制浆区排水坑液位大于设定值; 石灰石制浆区冲洗门关闭; 出口门关闭。

(2) 保护停止条件 (任一条件)。石灰石制浆区排水坑液位小于设定值; 泵已运行 (延时) 且出口门未开 (或冲洗门未关或出口压力小于设定值); 石灰石浆罐液位高。

7.3.4 石灰石制浆控制系统

系统主要设备: 称重给料机、钢球磨煤机、钢球磨煤机进水调节阀、再循环罐搅拌器、再循环泵、再循环泵出、入口门、再循环泵冲洗门、湿磨再循环箱补水电动调节阀等。

(1) 依据给料机的给料量, 以一定的比例, 控制湿式钢球磨煤机进水调节阀的开度, 从而控制湿式钢球磨煤机进水流量。

(2) 控制湿磨再循环箱补水电动调节阀的开度, 以控制湿磨再循环箱进水流量调节石灰石浆液的密度。

7.3.5 石灰石供浆系统

系统主要设备有石灰石罐搅拌器、石灰石供浆泵、石灰石供浆泵入口门、石灰石供浆泵出口门、石灰石供浆电动调节阀调节回路、石灰石供浆泵至吸收塔门、浆液再循环门、石灰石供浆冲洗门。

(1) 石灰石供浆泵。

1) 启动允许条件。石灰石罐液位大于设定值; 供浆泵进口门打开; 冲洗门均关闭; 供浆泵出口门关闭。

2) 保护停止条件 (任一条件)。石灰石罐液位小于设定值; 石灰石供浆泵运行且冲洗门未关; 泵运行而出口阀延时未打开; 出口门已打开 (延时) 且出口压力小于设定值。

(2) 石灰石供浆电动调节阀。该调节回路调节进入吸收塔的石灰石浆液的流量, 依据原烟气中的 SO_2 含量、进入吸收塔的烟气总量等计算出石灰石浆液的理论需求量。

7.4 工艺水系统控制

7.4.1 系统特点及主要设备

工艺水系统包括工艺水箱、工艺水泵、除雾器冲洗水泵等。

工艺水泵和除雾器冲洗水泵, 抽取工艺水供给整个脱硫

装置所需用水。

7.4.2 除雾器冲洗水泵

除雾器冲洗水泵提供吸收塔除雾器冲洗水, 氧化空气系统饱和水和吸收塔干湿界面冲洗水。当启动脱硫装置时, 必须保证有除雾器冲洗水泵处于运行状态, 另外一台除雾器冲洗水泵备用。

7.4.3 工艺水泵

投入运行的工艺水泵数量取决于工艺水的用量。当用水量小时, 两台泵同时工作; 为了防止工艺水泵过热, 通过再循环管保持工艺水泵中工艺水的最小流量。

7.5 FGD 的保护

7.5.1 FGD 保护基本原则

当 FGD 出现故障需要停止时, 快速打开旁路挡板, 依次把 FGD 设备处于安全状态。

7.5.2 FGD 保护顺序控制

(1) 保护顺控自动启动条件。下述任一条件出现将自动启动保护顺序控制: 增压风机停止; 3 个以上 (含 3 个) 吸收塔搅拌器都不运行并延时 3600s 或扰动泵均停; 5 台浆液循环泵均停; GGH 出口净烟气挡板未打开 (延时); 增压风机入口原烟气挡板都未打开; 增压风机出口原烟气挡板都未打开; 增压风机入口母管压力小于设定值并延时; 增压风机入口母管压力大于设定值并延时; GGH 降温段出口原烟气温度大于设定值并延时; 吸收塔入口灰尘含量超标。

(2) FGD 保护启动顺序。快开旁路挡板→停增压风机→关增压风机入口挡板、出口挡板、风机静叶→关出口净烟气挡板→开吸收塔排空门→停吸收塔循环泵。

8 现场总线控制系统 (FCS) 的应用

8.1 现场总线技术及国际标准

根据国际电工委员会 IEC 61158—2007《工业通信网络—现场总线规范》定义: 安装在制造和过程区域的现场装置与控制室内的自动装置之间的数字式、串行、多点通信的数据总线称“现场总线”。

8.1.1 现场总线国际标准

经过 16 年的讨论, 在 2000 年 1 月 4 日国际电工委员会 (IEC) 中央办公室公布对“现场总线国际标准”的投票结果, 我国具有投票权。第一次正式公布现场总线国际标准—IEC 61158—2007, 包括八种现场总线标准。IEC 在 2007 年 11 月又通过了 16 个通信规约族 (Communication Profile Family, CPF) 现场总线标准的决议。我国自主开发的 EPA 现场总线列为第 14CPF。

8.1.2 现场总线的通信协议

IEC 61158—2007 标准建立了全新的现场总线通信协议模型, 即在 ISO/OSI 七层通信模型的基础上简化, 并增加第 8 层协议“用户层”。通信协议模型如图 16.8-13 所示。



图 16.8-13 现场总线通信协议模型

8.2 现场总线控制系统 (FCS)

现场总线控制系统 (Fieldbus Control System, FCS) 指以现场总线技术为基础, 实现过程控制站与现场测控设备双向数据通信, 并对这类现场设备进行组态、监视、诊断、管理的控制系统。

8.2.1 FCS 的特点

FCS 的关键特点有: ①核心是总线标准, 应遵循 IEC 现场总线国际标准; ②基础是数字智能现场装置, 实现双向数字通信; ③本质是信息处理现场化, 包括采集、控制、诊断等多种信息处理。

8.2.2 FCS 与 DCS (分散控制系统) 的主要差异

主要差异有两点: ①信号制: DCS 采用的是模拟量、开关量、数字信号混合系统信号制且单向传输; FCS 采用的是全数字、双向通信现场总线信号制。②现场装置: DCS 使用的是模拟式设备, 依赖电缆单向传输工艺过程信号; FCS 使用的是全数字化、智能、多功能现场装置, 双向传送工艺过程信号以及状态、诊断信息。

8.3 FF (Foundation Fieldbus) 现场总线

8.3.1 FF 现场总线标准

是由 IEC 61158—2007 标准中 Type 1 (IEC 61158—2007 技术规范) 和 Type 5 (FF HSE) 组成。Type 1 是低速现场总线 H₁ (速率 31.25kbit/s), 应用于仪表通信, 总线供电, 支持本质安全 (IS); Type 5 是高速以太网 HSE (High Speed Ethernet), 通信速率 100M~1Gbit/s, 应用于过程控制级、远程 I/O 和高速工厂自动化。

8.3.2 FF 现场总线系统的模型结构

H₁ 总线主要用于现场, 负责两线制向现场仪表供电, 并支持带总线供电设备的本质安全 (防爆场合)。连接流量、压力、温度、阀门定位器等设备; 100Mbit/s 高速以太网 (HSE) 连接控制器、操作员站等。

8.3.3 FF 现场总线的通信协议

主要包括三部分: 物理层 (physical layer)、通信“栈” (stack) 及用户应用层 (user layer)。总线上通信调度分为两类: 受调度/周期通信 (scheduled/cyclic), 用于现场总线设备间, 以及设备与控制器间需要周期性、有规律传输的实时数据; 非调度/非周期通信 (unscheduled/acyclic), 总线上设备在传送调度报文之间发送非调度报文, 常用来传送状态/诊断、显示、趋势、组态等信息。

8.3.4 FF 现场总线仪表和设备

(1) 设备描述 (Device Description, DD) 文件。设备描述 (DD) 技术是实现不同生产商产品互操作性的主要措施, DD 向控制系统或主机提供必需的信息, 使其理解设备中数据的意义, 包括诊断、标定及人机界面等。类似于设备的“驱动程序”。

(2) 信息。变送器通过 H₁ 总线传输信息。在实时信息中, 除测量值外, 还附加 1 个字节的状态和诊断信息。非实时信息包含组态 (设定工程单位、运算处理方式、通道地址等)、参数设定 (量程、报警限值、报警死区等) 和控制指令 (模拟仿真、扫描等)。如变送器诊断块 IIXshell Transducer Block 可定义 168 个参数, AI 功能块可定义 36 个参数。

(3) 功能块 (function block)。FF 标准定义了植入现场总线智能设备的控制功能, 即功能块。10 个标准化的基本控制用功能块见表 16.8-1。另外还定义了 19 个附加的先进控制用标准功能块。

表 16.8-1 FF 现场总线基本功能块一览

功 能 块 名	符 号
Analog Input (模拟输入)	AI
Analog Output (模拟输出)	AO
Bias (偏置)	B
Control Selector (控制选择器)	CS
Discrete Input (离散输入)	DI
Discrete Output (离散输出)	DO
Manual Loader (手动装载)	ML
Proportional/Derivative (比例/微分)	PD
Proportional/Integral/Derivative (比例/积分/微分)	PID
Ratio (比值)	RA

(4) FF 现场总线仪表、设备组成控制回路。一个完整的控制回路可以采用 FF 现场总线变送器、执行器组成。硬件结构如图 16.8-14 所示。控制应用软件通过图形化组态, 下载到仪表和设备中。

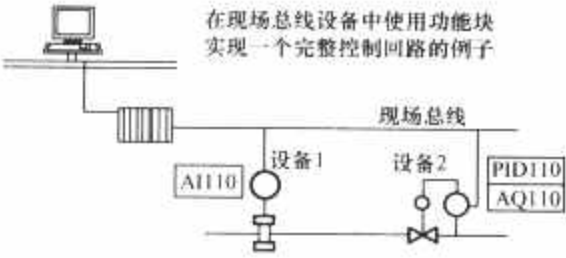


图 16.8-14 FF 现场总线仪表和设备组成控制回路的硬件结构

8.4 Profibus (Process Fieldbus) 现场总线

8.4.1 Profibus 现场总线标准

Profibus 现场总线标准是 IEC 61158—2007 标准中的 Type 3。Profibus 是由两个部分组成: Profibus-PA (Process Automation) 适用于过程自动化, 具有本安特性, 速率 31.25kbit/s; Profibus-DP (Decentralization Periphery) 适用于子系统 (装置) 级的控制与监视, 速率 9.6k~12Mbit/s; 单元机组 (车间) 级监控网络采用工业以太网 (速率 100Mbit/s)。2006 年, Profibus 规范已被批准为我国国家标准 (GB/T 20540.1~6—2006《测量和控制数字数据通信》), 成为我国第一个现场总线国家标准。

8.4.2 Profibus 现场总线的模型结构

典型的 Profibus 工厂自动化系统采用三级网络结构。Profibus-DP/PA 控制系统位于工厂自动化系统的底层, 即现场级; 车间 (单元机组) 级网络为工业以太网。

8.4.3 Profibus 的通信协议

(1) 通信协议基本模型。Profibus-DP、PA 定义了通信协议的第 1 层 (物理层)、第 2 层 (数据链路层)、第 3~7 层未定义, 第 8 层用户层规定了用户及系统以及不同设备可调用的应用功能, 并包含了不同设备的行规。DP 在物理层规定为 RS-485 协议; PA 规定为 IEC 1158-2; 2003《物理层规范和服务定义》, 速率为 31.25kbit/s, 总线供电, 符合本要求。

(2) Profibus 的主站/从站及总线存取协议。一类主站指完成总线控制通信与管理功能的设备, 如主控制器、PC 等; 二类主站指完成各站点数据读写、系统配置、故障诊断的设备, 如操作员站、编程器等。从站指远程 I/O、变送器、驱动器、执行机构等现场设备。主站之间采用令牌传送

方式,主站与从站之间采用主从方式。获得令牌的主站可向从站发送或读取信息,也能够与其他主站通信。

(3) 循环数据通信和非循环数据通信。循环数据通信用于主、从站间交换的控制命令,主要运行状态数据,过程参数等实时数据,在每个通信循环周期内保证传送一遍;非循环数据通信用于从站的诊断、辅助状态数据、参数化数据,采用非周期性通信方式,即只有在主站发出通信请求,而且是在循环数据通信周期中的空闲时间传送。

8.4.4 Profibus 现场总线设备和仪表

(1) 电子设备数据文件(GSD)。不同生产商的产品必须以 GSD 文件方式提供其功能参数(如 I/O 点数、诊断信息、波特率、时间监视等),根据 GSD 文件所作的组态工具可将不同生产商的设备集成在同一总线系统中。GSD 文件可分为三部分:①通用规范;②主站规范;③从站规范。

(2) Profibus 现场总线仪表和设备。可分为 Profibus-DP 和 Profibus-PA 通信接口的仪表或设备。变送器类多属于 PA 设备,具有测量、状态和诊断信息功能。电动机控制单元、电动执行机构、开关量控制单元、分析仪表等多属于 DP 设备,除实现各自特定的控制和驱动功能外,还具有丰富的状态和诊断信息。

(3) 变送器的信息。在实时信息中,除测量值外,还附加 1B 的状态和诊断信息,一般为 8 位(8bit),分 3 段表示不同状态类型。在非实时信息中变送器的物理块可包含 53 个参数、模拟输入功能块可包含 67 个参数、压力转化块可包含 119 个参数等。

(4) 驱动及执行机构的信息。以 Profibus 的电动机控制和保护单元(simocode)为例说明。它是 Profibus-DP 总线上的设备,可完成火电厂 MCC 单元的控制、保护和报警功能。在循环数据通信中可定义 4B 控制器(主站)对 simocode 的输出(指令)数据,定义 12B 向主站反馈的数据。反馈数据的定义见表 16.8-2。

表 16.8-2 SIMOCODE-DP 的反馈数据

Byte · bit	默认值可以更改
0.0	ON1
0.1	OFF
0.2	ON2
0.3	报警:已发生过报警
0.4	信息:Lock_out Time 已经启动,切换命令暂停
0.5	手动/自动, bit=0 手动运行已被设置; bit=1 自动运行已被设置
0.6	总故障
0.7	总报警
1.0~1.7	用户自定义
2.0~3.7	当前电动机电流值(%)
4.0~6.7	电动机启动次数(3B)
7.0~8.7	计数器 1
9.0~10.7	计数器 2
11.0~11.7	电动机线圈温度测量热电阻值

非循环数据通信在标准 DP 协议(DPV0)下,可读入 20B 诊断数据;在扩展 DP 协议(DPV1)下,可读入 17B 诊断数据,213B 参数数据。

8.5 现场总线控制系统在火电厂的应用

8.5.1 FCS 在火电厂应用的案例

据报道德国尼德豪森电厂 1012MW 超超临界机组

采用了 Profibus 网络及仪表、设备;美国 740MW 燃煤机组采用了 FF 和 Profibus 网络及仪表、设备。2006 年初华能玉环电厂建成国内火电厂首套完整的 FCS(水处理监控系统),采用 Profibus 标准,实现了实时信息管理和设备诊断、管理功能。华能集团在 600MW 超临界机组和 1000MW 超超临界机组主控系统进行现场总线控制系统的工程试点。

8.5.2 信息集成和设备管理软件

国外许多公司针对现场总线设备丰富的状态、诊断、参数信息,开发了专用软件,如 Profibus 仪表有西门子公司 PDM 软件、ABB 公司的 Smart Vision 软件等,FF 仪表有 Emerson 公司的 ASM 软件、invensys 公司的 FDT 软件等。国内科研院开发中文界面的信息集成和设备管理软件,界面如图 16.8-15 和图 16.8-16 所示。



图 16.8-15 变送器信息和诊断界面



图 16.8-16 超声波液位计信息和设备管理

8.5.3 Profibus 现场总线控制系统在国内火电厂的应用

国内火电厂首套完整的 FCS 于 2006 年 2 月底在华能玉环电厂 4×1000MW 机组的水处理监控系统投入运行。该系统包含了锅炉补给水处理和工业废水处理两个子系统。现场 DP 总线(支路)上连接了四类 DP 仪表和设备,PA 总线(支路)上连接了三类 PA 仪表。开发和集成了现场总线设备的信息和设备管理软件,实现了现场设备的远程诊断、管理和维护,如图 16.8-17 所示。2008 年,国内已开始在 600MW 和 1000MW 火电机组主机控制系统中,进行 FCS 的工程试点。

8.5.4 FF 现场总线控制系统在国内锅炉控制的应用

北京某热力公司的链条锅炉采用了 FF 现场总线技术,设置 4 条冗余的 H₁ 总线连接 20 余个 FF 仪表、FF 调节阀门以及近 20 个 FF 数字控制模块。

某 35t/h 和某 75t/h 循环流化床锅炉控制采用了 FF 现场总线控制系统。锅炉闭环控制功能在 FF 设备中实现,部分顺序控制功能由 PLC 实现,三冲量汽包水位控制功能块分散到 6 台 FF 仪表和设备中,其中 PID 功能块设置在给水调节阀中。

8.5.5 现场总线控制系统在火电厂的发展趋势

随着火电厂对控制自动化、信息化和管理自动化要求的提高,采用全数字、双向通信的 FCS 是必然趋势。火电厂控制系统具有 I/O 点密集、现场设备相对集中、设备立体布置、控制策略复杂、实时性要求跨度大等特点。火电厂 FCS 在大量采用现场总线智能仪表和设备的同时,部分实时性要求苛刻(如 SOE 等)或安全性要求苛刻(如 MFT、DEH、ETS 等)的设备、信号仍在较长时期采用硬接线方式(以

Type 20 Hart 协议实现信息化)；机组主要的控制调节以及全局性的保护控制等仍由高性能分布式控制处理单元(DPU)完成；少量单回路和单变量的闭环控制回路能够下载到 FF 现场总线设备中完成。应用现场仪表和设备信息集成、诊断和管理软件，是火电厂 FCS 的本质性特点。该软

件能够提供运行员、热工维护、专业工程师、值长各层人员需要的信息和工具。FCS 将对火电厂建设期的设计、系统集成、安装、调试，以及生产期的运行、维护、管理产生影响，出现新的理念，创造新的效益增长点，建立新型的自动化控制和管理体系。

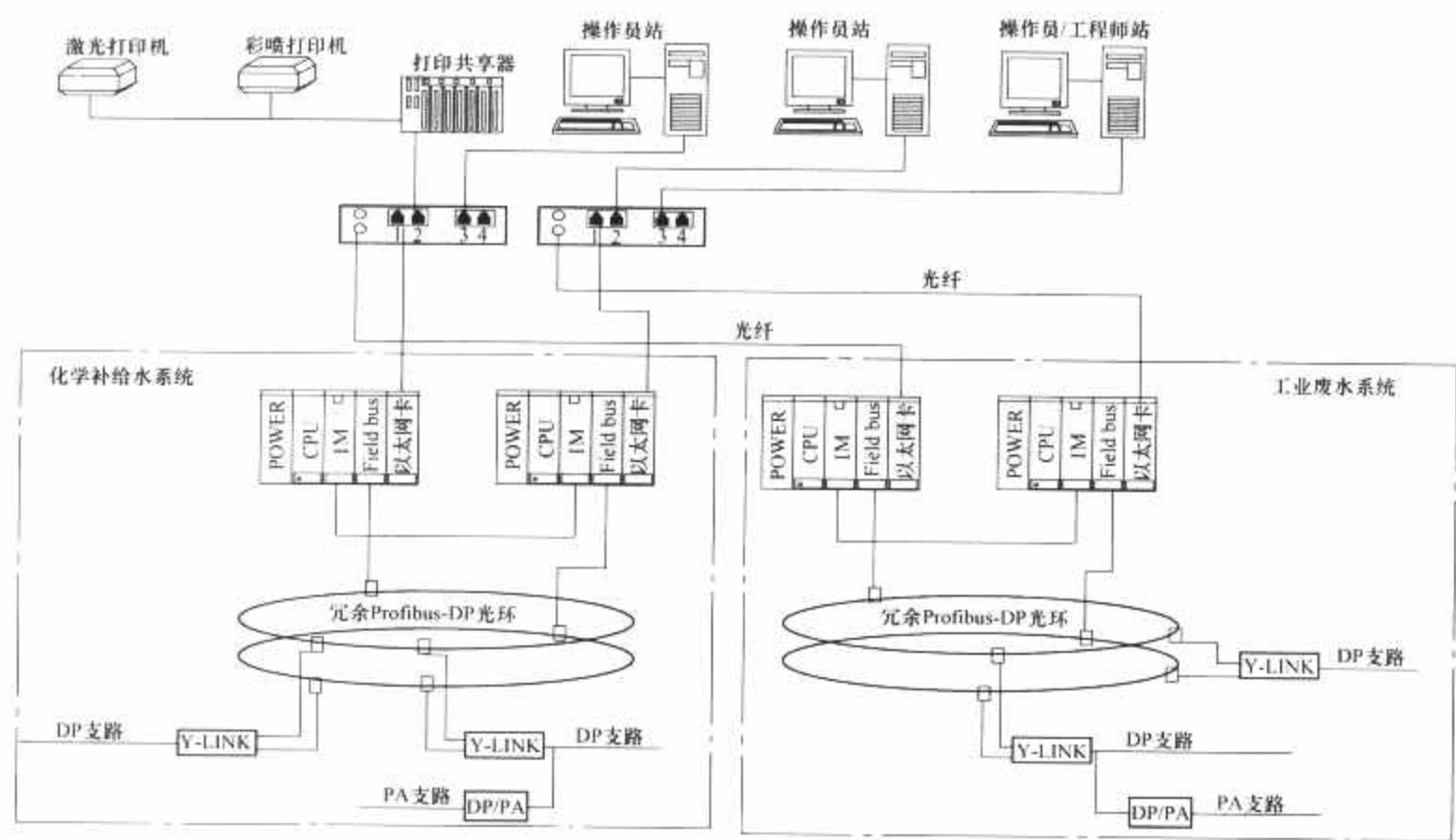


图 16.8-17 电厂水处理 FCS 网络结构示意图

第9章 火力发电厂设备检修与维护

1 机组停、备用保护

1.1 机组停、备用保护的必要性

火力发电厂机组热力设备停、备用防锈保护是保证机组安全、经济运行、延长设备使用寿命,提高设备利用率的重要措施之一。

在机组停、备用期间,如不采取有效的保护措施,可造成热力设备的腐蚀损坏,增维修或更换费用;另外,热力设备停用腐蚀产物会造成机组启动过程水汽品质在相当长的时间内不合格,并加速热力设备的运行腐蚀和结垢。

1.2 机组停、备用保护方法的分类和选择原则

热力设备停、备用锈蚀的根本原因是:①水汽系统在停用内部空气进入,空气中氧气和酸性气体如 CO_2 、 SO_2 提供了腐蚀或腐蚀促进剂。②金属表面潮湿。因此热力设备停、备用锈蚀的特点具有潮湿环境下氧腐蚀的特点。

根据防锈蚀原理不同,防锈蚀方法可以分为:

(1)阻止空气进入热力设备水汽系统,除去水中溶解氧,这类方法有充氮法、保持给水或蒸汽压力法、抽真空法。

(2)降低热力设备水汽系统的相对湿度,这类方法有余热烘干法、干风干燥法、热空气吹干法、干燥剂法。

(3)加缓蚀剂,如氨—联氨溶液法、氨水法。

(4)使金属表面形成保护膜,如成膜胺法。

根据热力设备在停、备用期间防锈蚀所处的状态不同,防锈蚀方法分为干法和湿法两大类。

由于机组热力设备类型、停、备用性质、停、备用时间不同,需要采用不同的停、备用保护措施。主要选择原则是:机组的参数和类型;机组给水、炉水处理方式;停、备用时间的长短和性质;现场条件、可操作性和经济性。此外,高参数、大容量火力发电机组对水汽品质的要求更高,因对停用保护所用化学药品中杂质提出严格的限制标准。同时要求所用化学药品对机组运行后水汽品质没有不利的影响,也不能影响热力系统某些设备的安全运行。因此应该考虑下列因素:

(1)停、备用期间所采用的化学条件和运行期间的化学水工况之间的兼容性。

(2)防锈蚀保护方法不会破坏设备运行中金属表面所形成的保护膜。

(3)防锈蚀保护方法不应影响机组按电网要求随时启动运行。

(4)有废液处理设施,废液排放应符合GB 20426—2006的规定。

(5)冻结的可能性。

(6)当地大气条件(例如海滨电厂的盐雾环境)。

(7)所采用的保护方法不影响检修工作和检修人员的安全。

1.3 机组几种常用停、备用保护方法

1.3.1 干法保护

干法保护是通过将接触热力设备的空气相对湿度降低到

临界值以下以保护热力设备。图16.9-1示出了碳钢在大气中的腐蚀速度与相对湿度的关系。图16.9-1表明,当空气相对湿度高于临界值60%时,碳钢的腐蚀速度急剧增大,高相对湿度下(RH:60%~100%)碳钢的腐蚀速度是低相对湿度(RH:30%~55%)下的100~1000倍。因此只要在机组停、备用期间维持热力设备内相对湿度小于临界值,就能有效保护热力设备。

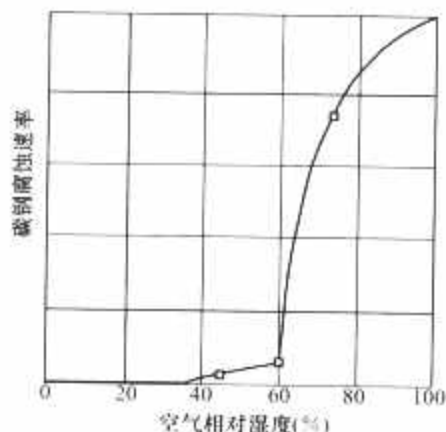


图 16.9-1 碳钢腐蚀速率与空气相对湿度的关系

1.3.1.1 热炉放水、余热烘干法

热炉放水、余热烘干法适用于锅炉的停、备用保护。锅炉停运后,压力降至锅炉制造厂规定值时,迅速放尽锅内存水,利用炉膛余热烘干锅炉受热面。热炉放水保护的关键是尽量提高放水压力,使锅炉受热面在较高温度下蓄热烘干。

当条件具备时,可以利用凝汽器抽真空设备,抽去锅炉内蒸汽和水分,提高烘干效果。也可以引入临近运行锅炉的热风进入停用锅炉,以补充余热的不足,提高烘干效果。

1.3.1.2 热风吹干法

热风吹干法也是锅炉停、备用保护方法。在锅炉停炉过程中,先在较高压力下排汽,再按热炉放水、余热法进行放水,然后启动专门正压吹干装置,将脱水、脱油、滤尘的热压缩空气(160~250℃)经锅炉适当的部位吹入(过热器、再热器出口联箱),适当部位排出(如过热器联箱的各疏水管、排污总管、省煤器放水管等),从而吹干锅炉受热面,达到干燥保护的目的。

1.3.1.3 干风干燥法

干风干燥法适用于锅炉、汽轮机、给水系统等热力设备停备用保护。将常温空气通过一专门的除湿设备——转轮吸附除湿设备,除去空气中湿分,产生的常温干燥空气(干风)。将干风通入停、备用的热力设备,以除去热力设备中的残留水分,使热力设备表面达到干燥而得到保护。转轮除湿设备的工作原理如图16.9-2所示。

干风干燥特点是采用常温空气,因而设备内部处于常温状态,有效减轻因为温度降低引起相对湿度升高而发生锈蚀。与热风干燥相比,干风干燥所消耗的能量要少得多。

1.3.1.4 充氮法

充氮保护的原理是隔绝空气,热力设备充氮保护有两种方法。

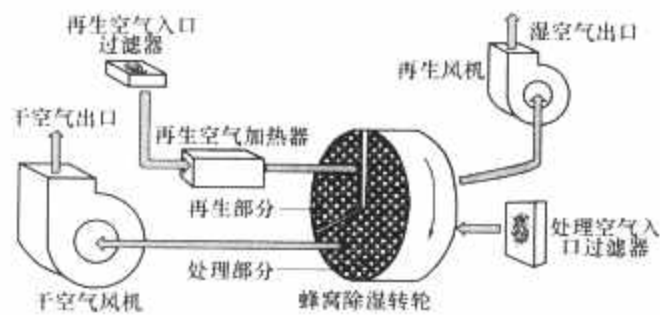


图 16.9-2 转轮除湿机工作原理

(1) 氮气覆盖法。热力设备停运后不放水，用氮气来覆盖汽空间。热力设备压力降至 0.5MPa 时，开始充氮，在热力设备冷却和保护过程，维持氮气压力 0.03~0.05MPa。

(2) 氮气密封法。热力设备停运后必须放水，用氮气来密封水汽空间。热力设备压力降至 0.5MPa 时，开始向热力设备充氮排水，在排水和保护过程中保持氮气压力 0.01~0.03MPa。

1.3.2 湿法保护

1.3.2.1 氨水法与氨—联氨法

机组停运后，放尽热力设备内存水，用氨溶液或氨—联氨溶液作为防锈蚀介质充满可以充水的热力设备。氨水法用除盐水配制含氨量为 500~700mg/L 的保护液；氨—联氨法用除盐水配制联氨含量至 200~300mg/L，并用氨调整 pH 值至 10.0~10.5 的保护液。

1.3.2.2 氨、联氨高温钝化法

(1) 基本原理。机组停运前，利用给水、炉水加药系统，向给水、炉水加氨和联氨，提高 pH 值和联氨浓度，使锅炉高压给水系统、省煤器和水冷系统在高温下形成钝化保护膜，然后在较高的压力下排汽、放水，使锅炉在余热下烘干，未能放水部分则保持较高的碱性。

(2) 保护方法。

1) 汽包锅炉。停炉前 2h，加大给水和凝结水氨、联氨加入量，使省煤器入口给水 pH 值和联氨含量分别达到：无铜系统给水 pH 值为 9.4~10.0，有铜系统给水 pH 值为 9.0~9.2，联氨浓度为 0.5~10 mg/L；同时停止向炉水加磷酸盐，改为加浓联氨，使炉水联氨浓度达到 200~400mg/L。停炉过程中，在汽包压力降至 4.0MPa 时保持 2h。在汽包压力为 0.6~1.6MPa 时，热炉放水，余热烘干锅炉。

2) 直流锅炉。在锅炉停炉冷却到压力 4.0MPa 时，加大给水和加入凝结水氨、联氨量；无铜系统给水 pH 值为 9.4~10.0，有铜系统给水 pH 值为 9.0~9.2；除氧器入口给水联氨浓度为 0.5~10mg/L，省煤器入口给水联氨浓度见表 16.9-1。当分离器压力为 0.6~2.4MPa 时，热炉放水，余热烘干锅炉。

表 16.9-1 停炉保护时间与联氨浓度关系

保护时间 (周)	联氨质量浓度 (mg/L)
<1	30
1~4	200
5~10	50×周数
>10	500

1.3.2.3 氨水碱化烘干法

给水采用加氨处理和加氧处理机组所采用的一种方法。

(1) 基本原理。由于给水采用加氨处理和加氧处理机组的热力系统运行过程中已经形成了良好的保护膜，因此只在机组停机前停止给水加氧，加大给水氨的加入量，提高系统

pH 值，然后进行热炉放水、余热烘干，使受热面尽量烘干，未能放水部分则保持较高的碱性。

(2) 保护方法。给水加氨处理机组，在停机前 4h，加大凝结水精处理出口加氨量，必要时增加除氧器出口加氨，提高省煤器入口给水 pH 值至 9.4~10.0。锅炉停炉降压至 0.6~2.4MPa 时，热炉放水，余热烘干；其他热力设备根据要求放水。

给水加氧处理机组，在停机前 4h，停止给水加氧，加大凝结水精处理出口加氨量，提高省煤器入口给水 pH 值至 9.4~10.0。锅炉停炉降压至 0.6~2.4MPa 时，然后热炉放水，余热烘干。

当机组长时间停用时，实施该法的同时，可以利用凝汽器抽真空系统，对锅炉抽真空，以保证锅炉干燥。

1.3.2.4 成膜胺法

(1) 基本原理。机组滑参数停机过程中，当锅炉压力、温度降至合适条件时，向热力系统加入一种长链有机胺类物质，在热力设备内表面形成一层单分子或多分子的憎水保护膜，阻止金属的腐蚀。

(2) 保护方法。

1) 汽包锅炉保护方法。汽包锅炉停炉前，停止向炉水加磷酸盐，停止向给水加联氨。在机组滑参数停机过程中，主蒸汽温度降至 500℃ 以下时，利用锅炉磷酸盐加药泵，给水加药泵或专门的加药泵向热力系统加入成膜胺，加药时间控制在 2h 之内。加药完毕后，在汽包压力为 8~10MPa 时稳定运行 2~3h，使成膜胺分布于整个热力系统。当锅炉压力降至 0.6~1.6 MPa 时，根据停机要求确定是否进行锅炉放水。

2) 直流锅炉保护方法。直流锅炉停炉前，停止向给水加联氨，调节给水加氨量使省煤器入口给水 pH 值为 9.2~9.6。机组滑参数停机过程中，主蒸汽温度降至 500℃ 以下时，利用给水加药泵或专门的加药泵向热力系统加入成膜胺，加药时间控制在 2h 之内。加药完毕后，在分离器压力为 8~10MPa 时稳定运行 2~3h，使成膜胺分布于整个热力系统。当锅炉压力降至 0.6~2.4MPa 时，根据停机要求确定是否进行锅炉放水。

(3) 保护效果和存在问题。有关使用成膜胺法对停、备用热力设备进行保护的效果及对热力系统的影响，国内外存在很多的争议。尽管大多数使用成膜胺的火电厂认为，采用成膜胺保护方法简单易行，费用较低，保护效果较好，保护范围广，包括了整个热力系统，但是也出现了一些问题，因此使用成膜胺保护时，需要考虑的因素和已经出现的问题如下：

1) 确定使用成膜胺前，应充分考虑成膜胺以及其分解产物对热力系统保护膜、机组运行水汽品质、精处理系统均可能造成影响。

2) 由于使用不同的成膜胺配方，有些配方造成了炉水或分离器出水 pH 值的大幅度降低。因此机组在停机过程中，当预见可能出现炉水或分离器出水 pH 值降低时，汽包锅炉应提前向炉水加入适量的氢氧化钠，直流锅炉应提前加大给水加氨量提高 pH 值。

3) 使用成膜胺保护对有凝结水精处理的机组有不良的影响，成膜胺被精处理树脂完全不可逆吸收，而使树脂性能（包括分离性能）受影响。因此，对有精处理的机组，应该慎重使用成膜胺。当仍然决定使用成膜胺时，开始加成膜胺前，凝结水精处理系统应该退出运行；实施成膜胺保护后，机组启动运行时，只有确认凝结水不含成膜胺后，方可投运

凝结水精处理系统。

4) 实施成膜胺保护时, 停机和启机过程中给水、炉水、蒸汽的氢电导率会出现升高现象。

5) 有报道使用成膜胺后出现热力设备内垢和腐蚀产物被洗脱, 造成热力系统取样和仪表管堵塞, 机组启动时, 水汽系统含铁量增加现象。

6) 由于给水采用加氧处理后, 热力系统形成良好的保护性氧化膜, 并且给水加氧处理机组对水的纯度要求高, 因此, 给水采用加氧处理的机组不宜使用成膜胺法。

7) 当发电机冷却水补充水采用凝结水时, 使用成膜胺保护机组热力系统后, 应该确认凝结水不含成膜胺后, 才能作为发电机冷却水补充水。

2 点检定修

2.1 点检定修的主要形式

通过点检员对设备进行定点、定期检查, 对照标准发现设备异常现象和隐患, 掌握设备故障的初期信息, 及时采取措施将故障消灭在萌芽阶段。

设备的点检管理是利用人的感官和简单的仪表工具, 或精密检验设备和仪器, 按照预先制定的技术标准, 定人、定点、定量、定标准、定路线、定周期、定方法、定检查记录, 施行全过程对运行设备进行动态检查。它是一种及时掌握设备运行状态, 指导设备状态检修的管理方法。

传统定修管理(预防性定期检修, time-based maintenance)是一种以时间为基础的预防检修方式, 也称计划检修。它是根据设备磨损的统计规律或经验, 事先确定检修类别、检修周期、检修工作内容、检修备件和材料等的检修方式。定期检修适合于已知设备磨损规律的设备, 以及难以随时停机进行检修的设备。

随着发电设备向高参数、大型化、复杂化发展, 其安全经济运行对社会的影响也越来越大, 检修投入也大幅度上升。传统定修模式的频繁盲目维修、欠修又过修等缺陷日益暴露。

点检定修就是以设备的点检信息为依据, 在对设备进行统计规律分析的基础上, 针对设备进行定期检修、维护的检修方式。

2.2 点检定修的范围

点检管理通常可分为日常点检和精密点检两类(有时也包括专业点检分为三类)。日常点检是指在日常工作中持续对设备进行常规检查, 完成状态数据的采集和分析, 是精密点检工作开展的基础。日常点检工作的开展, 构成了点检工作的基本框架。精密点检是对已出现问题的设备作出精细的调查、测定和分析。它是日常点检工作的延伸, 用于专业解决设备故障产生的原因。日常点检和精密点检二者不可偏废。要实现设备点检制, 各企业需要根据各自的特点, 策划相应的组织管理、技术管理和应用方案。

设备点检不同于传统的设备巡回检查。在掌握设备的各种状况后, 揭示其状态变化的一般规律和特殊规律, 及时发现设备隐患, 实现预知性检修。

2.3 点检定修的主要指标

设备点检作业通过特殊培养的专职点检员对固定设备群和区域进行专门检查。

设备点检工作的基本特点是:

- (1) 点检组织专业化。
- (2) 点检工作制度化。
- (3) 点检方法与内容标准化。
- (4) 点检过程规范化。
- (5) 点检结果信息化。
- (6) 分析成果效益化。

2.4 点检定修的重点工作

(1) 保证设备系统安全稳定运行。通过科学的方法, 找出设备缺陷和异常状态, 发现隐患, 及时采取对策, 把故障消灭在萌芽状态。

(2) 延长设备使用寿命。通过资料积累, 提出合理的零部件维修、更换计划, 不断总结经验, 完善技术标准, 保持设备性能的高度稳定, 延长设备使用寿命。

(3) 实现设备“零故障”。大幅度降低设备的故障和事故停概率。

(4) 降低维修费用。

3 设备状态监测

设备的状态监测与故障诊断是一个有机整体。状态监测是故障诊断的基础、先决条件及必要手段。而故障诊断则是综合利用监测数据和信息进行决策的部分。

机械设备状态监测和故障诊断最早在连续运转的机械设备系统中得到广泛应用。有效进行设备状态监测和故障诊断, 一般可以降低设备事故率, 减少设备维修费用。

设备状态监测主要分为离线状态监测和在线状态监测。

3.1 离线状态监测

离线状态监测是通过定期对运行中的设备或停止运行的设备按规定项目的检查, 发现设备的问题和隐患。前面提到的“点检”制, 就大量采用了离线监测方式。离线监测的优点是:

(1) 投资较小。在同等情况下, 离线监测相对于在线监测而言, 投资较小。其原因在于离线监测系统通常比在线监测系统的价格要低, 其次, 离线系统往往是移动式或便携式的, 一套系统可以用在多台设备上, 节省总投资。

(2) 监测面宽。离线监测系统的移动性使其可以用来监测多种不同的设备, 以及在不同的时间监测设备状态, 包括在设备停止运行的时候。还有一些离线监测系统可以检验目前不容易安装在线监测系统的检验对象。

(3) 检验设备相对简单, 使用方便。离线检验设备要能灵活地监测设备状态, 因此, 它多半只保留了最简单、可靠、实用的功能, 因此操作简便。

(4) 适合小型系统和设备。离线系统由于采集的数据点少, 数据类型单一, 对小型系统和设备尤其实用, 而对于这类小型系统和设备, 配置在线系统是不划算的。

(5) 对设备影响小。大多数离线监测系统无需在设备上专门安装检验装置, 因此使用离线系统对设备没有改造、更换的要求, 对设备性能和安全性影响很小。

但是, 离线监测的缺点同样是很明显的:

(1) 反应相对迟钝。离线监测, 顾名思义, 就是断续监测。显然, 如果设备状态在两次监测之间发生变化, 甚至威胁到设备的安全或有维修要求时, 离线监测是无能为力的。

(2) 数据整理麻烦。离线监测断续检验许多的监测点, 为了得到完整的设备状态趋势数据, 必须专门对离线监测的数据进行处理。如果检验的设备很多, 数据类型复杂, 数据

的整理和处理非常麻烦。

(3) 数据不全。断续监测的直接问题就是数据不全,有时候数据不全对分析设备的状态和维修决策带来的问题是致命的。

(4) 必须另外配备分析系统,由于比较多地考虑了使用方便的要求,它并不具备全面的分析功能,在很多情况下,离线监测系统只能作为数据采集器使用,因此,要了解设备的状态,还必须另外配备数据处理和分析系统。

尽管如此,离线状态监测的优点还是决定了它目前是不可替代的,特别在停机和维修过程中进行的静态探查仍然是状态检修的一部分最重要的数据依据。技术的发展使在线状态监测越来越多地代替离线监测,在线监测系统弥补了离线监测的缺陷。

3.2 在线状态监测

随着发电机组容量的增大和复杂程度的不断提高,需要处理判断的运行信息逐渐增多,因此需要有对机组运行状态进行在线监测分析,并实时作出诊断的系统。在线状态监测及故障诊断系统,是指利用现代传感器技术、信息技术、计算机技术以及各类领域技术,综合构成的辅助运行系统。

从系统设计原则上看,构成一个在线状态监测及故障诊断系统,必须考虑下面几个问题:

- (1) 监测及诊断对象的故障机理。
- (2) 对象标准状态的量化。
- (3) 在线检验对象状态的手段。
- (4) 检验信息的传递、处理及存储。
- (5) 状态特征的形成与提取。
- (6) 诊断方法。
- (7) 在线系统自身的可靠性。
- (8) 在线系统的可维护性。
- (9) 在线系统界面设计及操作简易性。
- (10) 在线检验诊断系统与机组控制保护系统、DCS 系统以及其他信息系统的联系。
- (11) 在线系统集成及软件实现。
- (12) 在线系统投资收益分析。

从功能上考虑,可分为状态监测系统、监测与分析系统以及监测与诊断系统。

3.3 状态监测系统

状态监测系统是电子仪表的替代系统,其主要功能有:数据采集、补偿、归一化;参数报警;数据图表显示;数据库管理;数据打印输出;系统管理等。

状态监测系统中的关键是数据采集和数据库。数据采集首先要解决的问题是要有好的传感器,监测系统的成败有时就取决于传感器是否可靠。对大容量发电机组而言,传感器的布置已经比较完善。要全面监测机组的状态必须准确、连续地采集模拟量和开关量,并把数据存入数据库。机组模拟量和开关量的类型是复杂的,如果监测系统只须采集处理单一类型的量,则采集系统部分和数据库很容易实现。但是,如果须要采集处理很多类型的量,则采集系统的设计和实现要困难得多,对数据管理得要求也很高,相应得投资要大很多倍。采集量类型多了以后,数据库种类和数据量增加很快,需要很大的系统资源开销。而且,相应的管理、显示、查询、维护软件量急剧膨胀。因此,在规划监测与诊断系统时,应根据实际需要确定必需的功能。如果只作一般参数监视,可以不考虑数据库。如果只须监视模拟量,则可以暂不

考虑开关量。这样,不仅可以减少大量投资,还可以加快系统的实现,但是对状态监测系统日后的升级有影响。

监测系统采集到的数据如果不加以分析利用,则不能成为反映被监测设备状态的信息。所以,往往在监测系统中加入分析功能,此时的状态监测系统在一般意义上已经远远超过了普通的数据采集存储装置。

对发电机组的运行状态的分析可以通过计算各类性能指标来完成,这类性能指标主要指那些无法通过传感器直接采集的参数,例如锅炉效率、换热器效率、汽轮机效率、系统效率、发电煤耗、各种耗差指标等。

有时,仅靠分析这些运行参数是不够的。例如,对汽轮机的状态,目前较多地采用振动信号分析技术,并辅之其他信息的分析。

在监测和分析的基础上加入故障诊断部分。故障诊断部分实际上是以状态监测系统获得的数据为基础、以状态分析系统的分析结果为判据,对被监测设备的故障进行诊断的功能模块。从功能实现的角度,可分为自动诊断和人工诊断。自动诊断自动获得反映设备状态的信息,根据设备诊断专家总结出的经验或者强制实施的诊断标准判断设备状态、诊断设备故障原因;而人工诊断的方法主要区别在于:整个诊断过程中会有“人”参与其中,在获取故障特征时,通过人机交互,补充自动获得的故障特征的不足,在诊断过程中可以由诊断专家进行直接的人工干预、确诊故障。

4 优化检修

4.1 优化检修的意义

优化检修是在传统的预防性定期检修模式基础上不断改进,逐步优化的先进管理模式。以设备状态趋势、可靠性变化、失效风险、寿命等评估结果为依据,及时地、有针对性地对设备进行检修,不仅可以提高设备的可用率,还能有效降低检修费用。它与预防性检修相比,具有很强烈的主动色彩。

4.2 设备评估技术

设备状态评估是实施状态检修的主要技术方法之一,设备评估就是对当前设备状况、管理水平的现状利用科学的方法进行分级、排序、评估,根据设备评估的结果选择不同的维修策略、维修内容、维修级别、维修时机。即有的设备采用预防性维修(定期检修),有的采用纠正性维修(故障出现后维修),有的设备采用预知性维修(根据设备的状态提前探知故障的发生,定出维修计划),有的采用主动性维修(分析故障原因后进行彻底维修),将这些策略有机地综合运用在维修计划中,就能最终实现优化的状态检修。

新的设备评估技术主要包括以可靠性为中心的维修分析(RCM)、根本原因分析(RCA)、以风险为基础的维修分析(RBM)、寿命评估(LM)。

4.2.1 以可靠性为中心的维修策略分析技术(RCM)

以可靠性为中心的维修(Reliability-Centered Maintenance, RCM)分析是一种根据设备可靠性状况制定维修策略的先进的理论和工具。RCM分析根据设备的可靠性状况,以最少的维修资源消耗,运用逻辑决断分析法确定所需的维修内容、维修类型、维修周期和维修级别,制订出合理的预防性维修计划,从而达到优化维修的目的。

RCM分析的八个基本原理如下:

- (1) 定时拆修对简单设备的故障有预防作用,但对复杂

- 设备的故障预防几乎不起作用。
- (2) 明确了潜在故障的概念,使设备在不发生功能故障的前提下安全经济地得到充分利用。
- (3) 检查并排除隐蔽功能故障是预防多重故障严重后果的必要措施。
- (4) 有效的预防性维修工作能够以最少的资源消耗来保持设备的固有可靠性水平,但不可能超过这个水平,要想超过,只有重新设计设备。
- (5) 预防性维修能降低故障发生的频率,但不能改变故障的后果,只有通过重新设计才能改变故障的后果。
- (6) 预防性维修工作是根据故障的后果和所作的维修工作既要技术可行又要有效果来确定的。否则,不作预防性维修工作,而是要考虑更改设计方案。
- (7) 设备使用前的初始预防性维修计划制定后,需要在 使用期间收集使用数据资料,不断修订,逐步完善。
- (8) 预防性维修计划只有通过维修部门和策划部门长期 共同协作才能逐步完善。

应当指出,RCM 方法起源于航空工业,理论基础主要是磨损导致的破碎断裂失效,适合于通用机械设备的可靠性分析,同样适合于火电厂辅机设备等非高温、非压力设备的维修策略优化分析。

4.2.2 失效根本原因分析技术(RCA)

根本原因分析(Root Cause Analysis, RCA)是基于故障树等方法进行逻辑判断,查找故障根本失效原因的方法。

故障树分析(fault tree analysis)又称因果树分析,是一种评价复杂系统可靠性与安全性的方法。FTA 分析属于图形演绎法,是故障事件在一定条件下的逻辑推理。FTA 分析包括定性分析和定量分析。定性分析可以找出导致与系统有关的不希望事件发生的原因和原因组合,即求出故障树的最小割集。定量分析的目的是当给定所有底事件发生的概率时,求出顶事件的概率及其定量指标。

故障树的主要步骤是:

- (1) 选择合理的顶事件和系统的分析边界和定义范围,确定成功与失败准则。
- (2) 根据收集的数据和经验建造故障树,这是 FTA 的核心。
- (3) 定性分析,求出故障树的最小割集。
- (4) 定量分析,利用最小割集计算顶事件概率。

近年来,锅炉管失效分析技术得到系统研究,针对锅炉管失效分析的复杂性,开发了锅炉管失效分析系统,可以在火电厂方便快捷的完成爆管原因分析。

4.2.3 以风险为基础的维修策略分析技术(RBM)

设备失效风险由两部分组成:一是危险事件出现的概率;二是一旦危险出现,其后果严重程度和损失的大小。如果将这两部分的量化指标综合,就是风险的表征,或称风险系数。

以风险分析为基础的维修(Risk-Based Maintenance, RBM)通过对设备失效的可能性及失效影响分析,对设备的状况进行科学排序,由此安排合理的检验和维修方式。该方法简便易行,效果明显,确保将有限的维修资源集中在某些重点设备上,从而提高维修的经济性和可靠性,提高失效风险的可控性。

根据风险评估的结果采取适当的对策,原则上将整个设备纳入“可以接受的风险”程度。即降低过高的风险,同时又将过小的风险提高到合适的程度。

常用的定性和半定量风险评估程序如下:

- (1) 明确系统范围和系统的描述。
- (2) 分析主要的失效事件,确定失效概率。
- (3) 分析失效带来的影响,确认失效后果。
- (4) 在考虑失效后果和可能性的基础上,评估风险级别。
- (5) 风险排序。
- (6) 确定子系统和部件的优先检查次序,确定失效预案,确定维修计划。

失效概率可分为微、低、中和高四级。失效概率定义为

$$\text{失效概率} = \text{损伤频率} \times \text{FE} \times \text{FM}$$

式中:损伤频率为一般可使用损伤频率数据库提供的统计的损伤频率;FE 为设备影响因子,考虑损伤机理、设计、制造、安装、运行、维修等因素影响;FM 为管理影响因子,考虑设备制造、运行的安全管理体系的状态。

失效严重程度(损失大小)定义为

$$\text{失效损失程度} = \text{安全性损失} \times \text{经济性损失}$$

式中:安全性损失为由于设备失效导致的人员和整个设备安全方面的损失,分为 1~4 级;经济性损失一般包括停机花费+修理费用+间接损失,分为四级,小、大、重大和致命级。

风险程度也分为 I、II、III、IV 四级,即无法接受、不希望、有条件接受、可接受。将部件的失效概率和损失大小的评级结果填入矩阵图 16.9-3,即得到设备的风险等级。

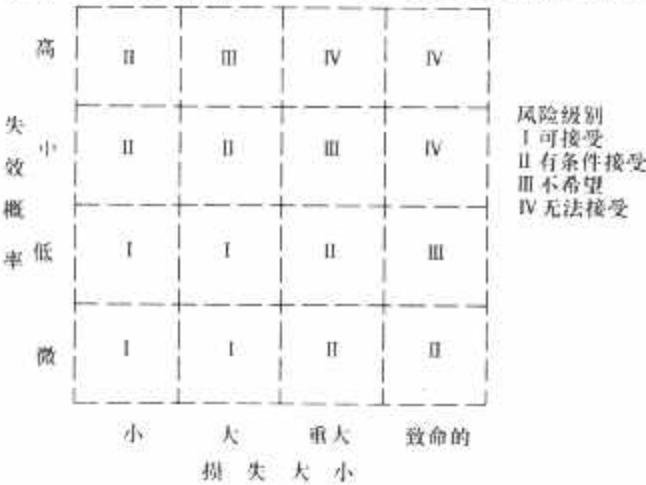


图 16.9-3 风险评级图

风险评级完成后,即可以按照风险的大小进行排序,风险级别与检验维修计划的优化有关,针对设备不同的风险等级须采用不同的维修策略,见表 16.9-2。

表 16.9-2 风险级别和检修对策

风险级别	描 述	检 修 对 策
I	可接受	除规定的检修外,评估期内不须要其他检查和对策
II	有条件可接受	如果已安排恰当的检查,则可以继续使用
III	不希望	在下次检修之前,采取下列某一种对策降低风险等级: (1) 改进检验方法 (2) 改进运行操作或者管理方法的 (3) 在线检测 (4) 降低损失的对策
IV	无法接受	直接采用上述(1)~(4)方法降低风险等级直到“有条件可接受”或“可接受”的水平

RBM 方法特别适合于承压设备（可以是高温）的失效风险分析，同样适合于火电厂重要的压力容器等设备的维修策略优化分析。在火电厂关键的主机高温、压力设备上应用时，必须进行机理和模型的重要改进。

4.3 计算机检修管理系统

计算机检修管理系统（CMMS）是企业维修管理工作的信息和通信支持系统，是企业综合自动化的一个重要组成部分。

CMMS 系统总体功能包括：

（1）火电厂日常运行维护（故障与缺陷处理等）的工作计算机化，利用先进的信息手段支持火电厂检修，将火电厂的运行、维护及检修工作进一步规范化。

（2）加强火电厂的技术管理，提高设备可用性，保障火电厂的生产质量及安全，优化运行检修过程中的人力、物力、备品备件费用，提高火电厂寿命。

（3）通过基于周期、事件和测量等的预防性维护手段提高火电厂维护维修中的预见性和计划性，将企业员工尤其是生产人员从大量的事后处理的“救火模式”下解放出来。

（4）通过企业资产管理系统将火电厂内的运行、检修、生技、计划、财务、物资、文档资料管理等部门以火电厂的运行、维护维修为主线协调统一起来，更好地实现事前计划、事中控制、事后报告与分析。用信息手段更好地实现经验积累与知识共享。

4.4 检修周期预测

按照现代设备分析理论，火电厂重要设备具有安全性或使用性后果的故障，维修周期过长则不足以保证所需设备的安全性或使用性要求；过短又不经济。非重要设备具有经济性后果的故障，维修周期过长或过短，显然也不利于经济性。因此，适当地确定维修周期将直接影响到设备使用的安全性和经济性。新投运设备由于信息不足，难以合理地确定其维修周期，因此一般开始都定得保守一些，在设备投入使用后，随着信息的积累再逐步修正延长。常用的检修周期预测方法有：

- （1）按设备安全性要求确定检验周期。
- （2）按设备经济性要求确定检验周期。
- （3）按寿命评估结果确定检验周期。

第10章 火力发电厂综合节能、节水技术

1 热力系统节能

1.1 系统内、外漏损失

火力发电厂在不同负荷条件下,水、汽系统都有其正常的循环回路,实际运行中,这些循环回路中可能有水、汽等工质漏出热力系统(外漏),这部分工质所具有的能量完全损失。回路中也可能有工质虽未漏出系统,但未流经其正常通道(内漏),其能量未得到利用(或被降级利用),都将影响到机组的热经济性。

这些潜在的泄漏点分布范围极广,使得大量能量从系统中泄漏,而未得到利用,统计表明大部分火电厂对热力系统的查漏和堵漏工作还有待提高。

根据经验,在相同负荷下实际热耗率明显高于考核试验结果时,通过恰当的热力系统检漏和堵漏工作,节能效果十分显著。对于国产300MW机组,系统泄漏造成的机组煤耗增大约3~8g/kWh。

1.2 疏水及旁路优化布置

疏水系统及旁路优化布置将使电厂中不同能级得到有效利用,系统泄漏量大幅度减小,节能效果显著,疏水系统优化设计原则及要求参照电力行业标准DL/T 834—2003《火力发电厂汽轮机防进水和冷蒸汽导则》。

(1) 设备和系统的疏水分汽轮机本体疏水和系统疏水两大类。汽轮机本体疏水包括汽缸疏水,以及直接与汽缸相连的各管道疏水,如高、中压主汽门后,与汽缸直接连通的各级抽汽管道门前,高压缸排汽止回阀前,轴封系统等。上述疏水之外归类为系统疏水。

(2) 机组在各种不同的工况下运行,疏水系统应能防止可能的汽轮机进水和汽轮机本体的不正常积水,并满足系统暖管和热备用要求。

(3) 为防止疏水阀门泄漏,造成阀芯吹损,各疏水气动或电动阀门后应加装一手动截止阀。为不降低机组运行操作的自动化程度,正常工况下手动截止阀应处于全开状态。当气动或电动疏水阀出现内漏,而无处理条件时,可作为临时措施,关闭手动截止阀。机组启、停过程中,手动截止阀操作方式按照改进后修订的运行操作规程进行。

(4) 对于运行中处于热备用的管道或设备,在用汽设备的入口门前应暖管,暖管采用组合型自动疏水器方式,而不采用节流疏水孔板连续疏水方式。

(5) 接至管道扩容器的疏水管上不得设置疏水止回阀。

(6) 由于疏水管径较小,施工过程中,疏水管道和阀门布置应根据现场实际情况做到排列整齐,疏水弯头最少,管线最短,阀门安装位置应便于检修和运行操作。

(7) 旁路系统的阀门布置应尽量靠近主管道,如:高压旁路阀门应尽量靠近主蒸汽管道,低压旁路阀门应尽量靠近再热蒸汽管道,这样可减少系统的疏水点,简化系统。而高、低压旁路阀门后的管道应有一定的坡度分别接入高压缸排汽管道和凝汽器。

(8) 旁路系统的容量越大,其运行时对凝结水、给水系统的流量和温度变化影响越大,也对凝汽器、凝结水泵、低压加热器、高压加热器、除氧器、给水泵和锅炉等系统和设备的运行经济性产生影响。因此,应根据机组类型及主要设计参数选择合理的旁路容量。

1.3 轴封漏汽合理利用

汽轮机组的高、中、低压缸轴封均由若干个轴封段组成。相邻两个轴封段之间形成一个汽室,并经各自的管道接至轴封系统。

轴封系统的设计原则要尽量减少漏汽损失,回收漏汽的能量,系统结构简单,自动化程度高,以确保机组运行的经济性和安全可靠。

轴封系统的设计是根据汽轮机的蒸汽参数和结构由汽轮机热力设计确定,根据各段轴封抽汽、轴封溢流的能级水平,优化能量的回收利用。

2 变频调速

变频调速是利用变频器(一种电力电子技术装置)改变输入电动机电源频率的办法来改变电动机转速的,其效率达到95%以上,是目前最好的调节方式。

近年来由于高压变频器国产化加快,可靠性提高,价格降低,采用变频调速在我国电站风机、水泵中逐渐增多。电站风机、水泵选用变频器时,一是要经业绩调查选择可靠性高的变频器;二是要有完善的能保证变频器在切换过程中流量、压力相对稳定的自动切换装置。

2.1 风机变频调速

选用变频器必须根据发电机组实际负荷率和所配风机、水泵的实际性能(特别是调节性能)进行详细经济分析后再决定是否选用。下面以电站风机为例予以说明。

2.1.1 电站风机选用变频调速节电量计算

2.1.1.1 电站风机及其系统特点

(1) 排粉风机一般采用节流调节,其余的大型电站风机(送、引、一次、脱硫风机等)不采用节流调节,对于采用变频调速的这类风机,节电量的计算不能采用节流调节计算方法。

(2) 锅炉风(烟)系统的流量与锅炉负荷变化关系要小于一次方关系。

(3) 锅炉风(烟)系统的阻力随锅炉负荷(或发电负荷)的变化并不是简单的二次方关系,通常在(1.5~2.0)次方之间。这与系统内的设备和风(烟)门的特性及管道布置有关。对于采用中速磨煤机直吹式制粉系统的锅炉,其一次风系统的总阻力随风量的变化关系更远低于二次方。

(4) 采用变频调速并不能改变风机的性能,并且还增加了变频器自身带来的损失。因此对于在已投运的电站风机上加装变频装置,更要注意风机与所在系统是否匹配的问题。

(5) 采用变频调速的节电率与发电机组的负荷率直接相关。机组负荷率高(高转速运行时间多),节电率就低;反

表 16. 10-2 采用变频调速方案节电量计算

名 称	符 号	单 位	计算公式或来源	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
机组负荷	E	MW	控制室显示值	335	290	240	190
风机烟气流	q_v	m^3/s	实际测量值	274.4	237.45	217.9	181.1
风机压力	p_F	Pa	实际测量值	2619	2115	1752	1122.1
风机空气功率	P_a	kW	$P_a = q_v \cdot p_F / 1000$	718.7	502.2	381.7	203.2
定速风机叶轮效率	η	%	查图 16. 10-3	83.7	76.0	61.0	36.5
变速风机叶轮效率	η_{th}	%	变速风机性能曲线(略)	86.4	86.5	86.75	86.5
定速风机轴效率	η_a	%	$\eta_a = 0.98\eta$	82.0	74.48	59.8	35.8
变速风机轴效率	η_{th}	%	$\eta_{th} = 0.98\eta_{th}$	84.67	84.77	85.02	84.77
变频器效率	η	%	据厂家提供选取	97	97	97.0	97
电动机效率	η_e	%	假设	94	94	94.0	94
定速电动机输入功率	P_i	kW	$P_i = P_a / \eta_a / \eta_e$	932.3	717.3	679.0	603.8
变速电动机输入功率	P_{th}	kW	$P_{th} = P_a / \eta_{th} / \eta_e / \eta$	930.9	649.7	492.4	262.9
年运行小时	H	h	火电厂提供	2400	1200	2400	1200
定速运行年耗电量	N	MWh	$N = P_i H$	2238	860.8	1630	724.6
变速运行年耗电量	N_{th}	MWh	$N_{th} = P_{th} H$	2234	779.6	1182	315.5
定速年总耗电量	N_e	MWh	$N_e = \Sigma N$	5462.5			
变速年总耗电量	N_{th}	MWh	$N_{th} = \Sigma N_{th}$	4510.9			
用变频年总节电量	N_j	kWh	$N_j = N_e - N_{th}$	941 600			

注 表 16. 10-2 中风机空气功率忽略了压缩性修正,电动机和变频器效率未考虑低负荷时的降低。

2. 1. 2 变频调速经济性分析

风机采用变频器调节转速肯定比采用入口导向器和阀门调节流量节省能量,但节电多少与风机自身特性和与管道系统匹配情况有直接关系。是否有经济效益还得看变频器的价格和可靠性。

从例 10-1 和例 10-2 可见,例 10-1 离心式一次风机选用变频调速是可行的,经济效益较好,而例 10-2 的静叶调节轴流式引风机选用变频调速没有经济效益的,即省电不省钱。

从例 10-1 和例 10-2 说明,目前高压变频器的价格仍偏高,只有采用变频调速后的节电率达到 30% 以上才有较好经济效益。因此采取措施降低高压变频器的造价是推广变频器的的重要因素。

2. 2 凝结水泵变频调速

由泵的相似理论可知,泵的转速改变时,其性能参数之间的关系为:流量与转速成正比,扬程与转速的平方成正比,而功率与转速的立方成正比。因此采用改变转速来改变水泵运行工况点,无疑是节约电能的最佳方法。如果流量由 100% 降到 70%,则转速相应降到 70%,扬程降到 49%,耗功降到 34.4%,节约电能 65.7%。

变频调速装置是通过改变电动机定子供电频率 f 来改变旋转磁场同步转速进行调速的,是无附加转差损耗的高效调速方式。由异步电动机的转速 n 与电源频率 f 、转差率 s 、电动机极对数 p 的关系式 $n = 60 f (1 - s) / p$,可以看出转速 n 与频率 f 为线性关系,调速范围宽,启动能耗低、效率高,可实现无级调速,不存在励磁滑差、节流调节等带来的功率损失;在装置发生异常可投入工频运行,安全可靠;安装地点、条件灵活。

300MW 及以上机组,每台机组配套两台 100% 容量的凝结水泵,机组正常运行时,一台运行,一台备用。凝结水泵的配套功率为 1000 ~ 2700kW,电压为 6kV,转速为

1480 ~ 1490r/min,宜采用一拖二型高压变频调速装置。

对于抽送高真空下饱和水的凝结水泵,降低转速运行可有效的提高其抗汽蚀性能,延长使用寿命。

某电厂 330MW 机组变工况运行时,凝结水泵出力采用节流调节和变频调速调节其性能计算见表 16. 10-3。若年运行 5952h,日平均负荷为 298.65MW,平均负荷率为 90.15%,凝结水泵采用变速调节较节流调节年节约电量约 144 万 kWh。

表 16. 10-3 某电厂 330MW 机组凝结水泵性能计算表

参数名称	单位	330MW	300MW	260MW	230MW	200MW
流量	t/h	700.0	640.2	560.3	499.6	441.9
节 流 调 节						
扬程	m	302.5	315.1	326.9	335.0	340.0
轴功率	kW	756.3	742.8	735.1	726.2	732.4
效率	%	76.3	74.0	67.9	62.8	55.9
耗功	kW	796.1	781.9	773.8	764.4	775.0
单耗	kWh/t	1.137 3	1.221 3	1.381 0	1.530 0	1.753 7
转速	r/min	1480	1480	1480	1480	1480
变频调速调节						
扬程	m	231.9	207.1	198.0	198.0	175.0
轴功率	kW	582.8	492.9	451.2	436.2	386.7
效率	%	75.9	73.3	67.0	61.8	54.5
耗功	kW	613.5	518.8	474.9	459.2	407.1
单耗	kWh/t	0.876 4	0.810 4	0.847 6	0.919 1	0.921 2
转速	r/min	1296	1200	1152	1138	1062
变速调节较节流调节功耗下降值	kW	182.6	263.1	298.9	305.2	367.9

2.3 选用变频调速器应注意的问题

2.3.1 电站风机、水泵采用变频调速的经济性问题

从 2.2 节可知, 由于目前高压变频器价格很高, 电站风机、水泵采用变频调速可能出现节电不省钱的问题。因此, 建议参考 2.2 节所述分析方法进行实际计算分析, 确认具有经济效益再选用。

2.3.2 电站风机、水泵选用变频调速自身的安全可靠性问题

风机、水泵加装变频调速装置后, 由于转速是不固定的, 其转子叶片的通过频率(每秒转数与叶片数的乘积)在很大范围内变化, 若在某一转速下的通过频率与转子的固有频率相同或成整数倍关系, 则有可能导致共振而损坏叶轮。另外也有可能在某转速下出现风机轴系扭振问题。因此, 采用变频调速还必须对转子的固有频率及轴系的扭振频率进行校核计算, 防止出现轴系扭振和在某些转速下运行时转子部件共振的发生。

2.3.3 变频器自身可靠性问题

变频器是一个复杂的大功率电力电子装置。据有关单位调查, 目前国产高压变频器的可靠性还不能令火电厂满意, 不只是个别品牌的变频器, 许多品牌的变频器都多多少少的出现过变频器本身故障或被外界因素诱发跳闸的问题。因此选择变频器一定要慎重, 必须选择经实际运行考验, 可靠性指标可接受的变频器厂家生产的变频器。

DL/T 994—2006《火电厂风机水泵用高压变频器》已颁布实施, 该标准规定了火电厂风机水泵用高压变频器的技术要求, 试验方法, 检验规则及标志、包装、运输与贮存。为获得较好的变频器, 火电厂应要求供应商严格执行该标准。

2.3.4 变频器自动切换问题

据目前变频器在火电厂的运行情况, 其可靠性达到与风机、水泵在工频运行方式下的可靠性还有不小差距, 变频器自身所带切换装置的性能远不能满足火电厂的运行要求, 在采用变频调速的大型电站送、引风机中, 由于变频器本身故障或被外界因素诱发跳闸而导致锅炉炉膛灭火或降低机组出力的情况时有发生。因此, 提高变频器自动切换装置的可靠性, 是保证机组安全稳定运行的重要手段。

现今大型火力发电机组 DCS 控制系统先进, 只要按上述要求合理设计变频器的进、出口旁路开关柜, 认真作好风机调节阀的调节特性试验和调试整定, 以及 DCS 系统改进组态等工作, 可进一步提高变频器自动切换装置的可靠性, 锅炉风机采用变频调速带来的可靠性问题将会得到较好解决。

3 电站风机节能

电站风机一般指锅炉送风机、引风机和一次风机等三大风机, 其耗电量占发电厂发电量的 1.2%~2.5%。另外, 烟气石灰石/石膏湿法脱硫装置的增压风机电耗量也占发电量的 0.5%左右。因此, 当前四大电站风机的厂用电率为 1.7%~3.0%。所以, 电站风机运行的经济性一直是发电企业极为关注的问题。

20 世纪 60 年代以来, 人们一直关注的是如何选到高效率的风机类型。80 年代以后, 由于我国自行开发的高效离心风机品种较多, 各主要电站风机制造厂也先后引进了国外先进的动、静叶调节轴流式风机和离心式风机的设计制造技术, 目前, 我国大型电站风机(不论是国产还是引进)几乎

均是高效风机, 但其在火电厂运行的经济性(或耗电率)却仍有很大差别。经济性最好的火电厂, 三大风机耗电率可低到 1%, 而经济性差的火电厂, 三大风机耗电率可高达 2.5%以上。电站风机节能仍大有可为。

3.1 风机选型原则

电站风机运行经济性的好坏, 最主要最关键的是所选风机的特性是否与其工作的管网系统阻力特性相匹配。因此, 选择好与锅炉风(烟)系统匹配的风机是首要的节能途径。要选好电站风机, 以下两点是关键。

3.1.1 合理的确定风机选型设计参数

我国电站风机的选型参数均是按锅炉最大连续蒸发量所需的风(烟)量和风(烟)系统计算阻力加上一定的富裕量确定的。因此, 作为业主单位必须深入了解锅炉和辅助设备制造厂提供参数的依据, 是否留有裕量及其大小(特别是空气预热器, 一、二次风的漏风率, 制粉系统的出力及阻力); 设计院的管道设计是否合理和风(烟)量及阻力计算时是否已留有裕量; 最后总的裕量是否合适等。

特别强调的是, 提供风机的选型参数不能只有一个设计工况点参数, 必须包括选型工况(TB)点、BMCR 工况点、发电机组满发(经济运行)工况点、50%BMCR 附近工况点, 不投油最低稳燃工况点及锅炉点火启动工况点的参数, 才能更合理的选用到满意的电站风机。

3.1.2 合理选择风机的类型和型号大小

为选择到合适的风机类型和型号, 首先要有风机所在系统的阻力特性, 即本章第 2 节所列各工况下运行时该系统的流量和阻力。其次要了解机组的负荷特性(即负荷率)。

选型时, 首先按 TB 工况参数选取风机类型和型号大小, 然后将系统阻力特性(换算到所要选择的风机特性曲线相同的状态)画到所选的风机性能特性曲线图上, 观察所要选的风机是否能满足安全稳定运行的需要。即阻力线要完全落在风机稳定区域内且失速裕度足够。

在满足安全运行需要后, 再按机组负荷率进行计算比较, 选择年耗电量最小的风机型号。但在确定风机类型(离心、动调轴流、静调轴流)时, 还要考虑风机设备费、基础费、占地大小及运行可靠性等进行技术经济比较后再最终确定。

3.2 调节方式

风机最好的调节方法为变频调速, 其次是动叶调节轴流式风机、以下依次是静叶调节轴流式风机, 入口导叶调节离心风机, 进风箱进口百叶窗式挡板调节的离心式风机, 采用节流调节的排粉机最差。

变频调速在我国火电厂中成功应用的有: 双速电动机、调速型液力耦合器和变频器。其他如晶闸管串级调速电动机、滑差电动机、调速型液力离合器(ω 离合器)有个别应用。其中, 最好的调速装置为变频器, 但需正确选用(参见本章第 2 节)。

3.3 风机改造

尽管在我国大型电厂中使用的电站风机几乎全是高效风机, 但由于种种原因, 其运行效率较低的风机还不少。对这些风机进行改造, 提高其运行效率, 仍是我国电站风机节能的重要途径。

风机改造的新思路是, 将改造低效运行风机提高运行效率和提高风机本身运行可靠性结合起来; 将降低风机运行电

耗同尽量节省改造费用结合起来；在进行风机本身改造的同时，改造不合理的管道布置，并充分考虑管路系统特性及运行方式等，使节能改造效果更显著。

风机改造的步骤和主要方法是：

(1) 改前试验。通过改前风机运行性能试验，得出系统阻力特性；确定合理的风机设计参数；评价风机进、出口管道布置的合理性；以及在风机改造的同时有无必要改造系统中的其他设备和管道。

(2) 确定风机改造范围。根据改前试验结果，进行风机选型设计，并尽可能利用原风机设备部件（如电动机、基础、传动组等尽可能不换，机壳尽量少改或不改），减少改造工作量和成本。

(3) 进行结构设计。采用先进的有限元法对叶轮整体应力进行计算，合理选用材料及其厚度；对引风机及排粉机应采取有效防磨措施；对大型离心式风机优先采用双吸双支撑结构风机，并采用棘形（锯齿形）中盘，以减轻叶轮重量、减轻磨损、降低启动转矩和电动机容量的启动备用量。

(4) 选择合适的调节方式：经技术经济分析，选择调节效率和可靠性高的调节装置。

3.4 管道布置改造

不合理的管道布置不仅增加系统阻力，还将降低风机的性能，使其达不到风机的设计参数和效率。因此改造不合理的管道布置是电站风机又一节能途径。

3.5 提高电站风机运行的安全可靠性

电站风机的可靠性直接关系到发电机组的安全经济性。如果风机的可靠性不高，即故障率高，则会造成发电机组非计划停运或非计划降低出力运行，直接损失发电量和降低机组运行经济性。因此，提高风机可靠性，降低其非计划停运率，无疑是电站风机的另一重要节能途径。

下面举例说明某一电站风机节能改造效果。

某电厂一台 1004t/h 煤粉锅炉。配有两台静叶可调轴流式风机。其设计性能曲线如图 16.10-3 所示。

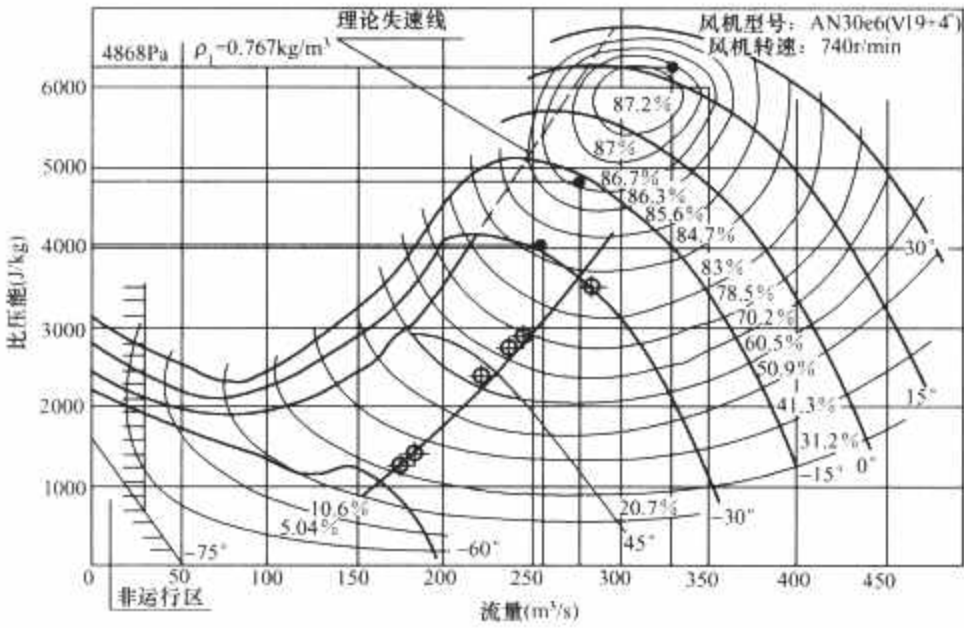


图 16.10-3 AN30e6 (V19+4°) 型风机特性曲线及系统阻力线

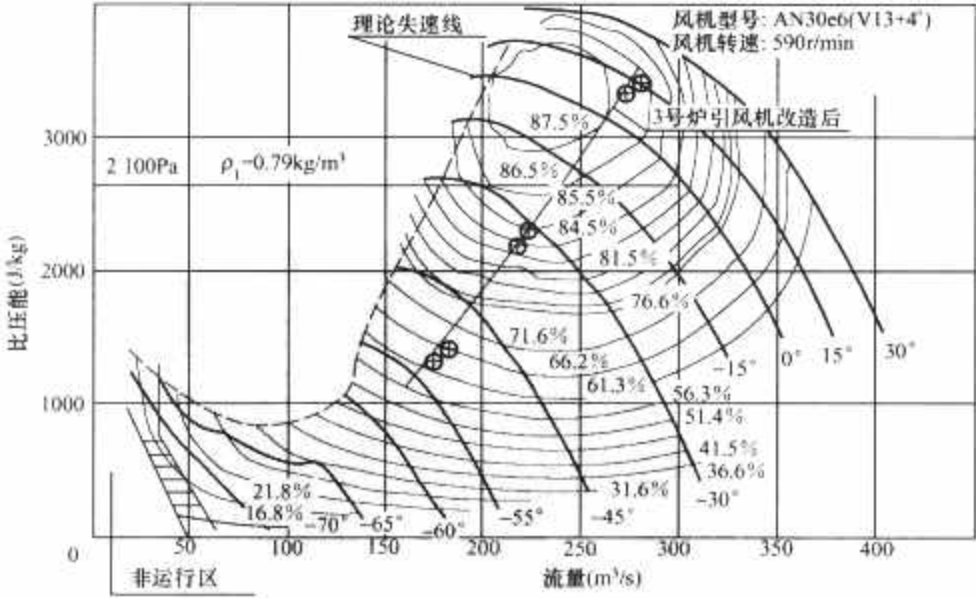


图 16.10-4 AN30e6 (V13+4°) 性能曲线

该引风机自投运以后，一直存在电耗高的问题，由某研究院对该型引风机进行热态运行性能试验，结果如图 16.10-3 所示。

从图 16.10-3 可见，该型风机与锅炉烟气系统极不匹配，风机出力富裕量过大。在机组满负荷（335MW）时，

平均每台引风机风量为 274.4m³/s，风压为 2619Pa。风机设计工况（TB）的风量和风压富裕量分别为 20% 和 86%。造成两台风机入口调节阀开度在 45%（调节叶片角度在 -30°）以下运行。因而运行效率低，电耗高。

经分析计算，将电动机转速由 740r/min 降至 596r/min，

同时更换风机叶轮，将叶片数由 19 片降至 13 片、变成 AN30c6 (V13+4°) 型风机，可满足锅炉各种运行工况需要。新风机的性能曲线如图 16.10-4 所示。

由图 16.10-4 可见，该引风机在 596r/min 转速下运行时完全可以满足引风机在 BMCR 工况下的需要。为节约改造成本，不更换新电动机，而是将原 746r/min 的引风机电动机改造为具有 746 r/min 和 596r/min 两种转速的双速电动机，并更换叶轮。由于电动机基础保持不变，改造工作量很小，只需更换一只叶轮。

从图 16.10-4 可得改造后的风机运行效率相当高。叶轮改造后，实测 335、290MW 和 240MW 三个工况的风机运行轴效率分别达到 85.8%、83% 和 77.5%。实测三工况电动机输入功率分别为 885、637kW 和 532 kW。一台风机的改造成本为 42 万元（电动机改双速 20 万元，更换新叶轮 22 万元）。按实测风机电动机的功耗，改后一台风机年节电量为 973 300kWh，按 0.212 元/kWh 的电价计算，一年节约 20.6 万元，约 2 年可收回成本。节电效果十分显著。风机运行稳定，噪声明显下降，达到了节能降耗目的。

4 水泵节能

火力发电厂用泵品种繁多，诸如锅炉给水泵、凝结水泵、循环水泵、疏水泵、灰浆泵、输酸泵、输酸泵、除盐水泵、生活水泵、消防水泵等。因篇幅所限，仅述能耗较高的锅炉给水泵、凝结水泵和循环水泵的主要参数选择、结构形式，以及泵的运行与调节。

目前，300MW 及以上机组的锅炉给水泵、凝结水泵和循环水泵的耗电量分别占发电量的 3%~5%、2.5%~3.5% 和 4.0%~5.5%；设计制造效率分别为 82.4%~88.0%、81.0%~84.0% 和 86.5%~88.8%，三大泵几乎均是引进技术生产的高效泵，但运行效率均低于设计制造效率。因此，提高三大水泵运行经济性、降低能耗仍是发电企业极为关注的问题。

4.1 参数选择

锅炉给水泵、凝结水泵和循环水泵主要性能参数的选择依据 DL 5000—2000《火力发电厂设计技术规程》的规定。

4.2 结构形式

300MW 及以上机组的锅炉给水泵、凝结水泵和循环水泵的基本结构形式见表 16.10-4。

表 16.10-4 300MW 及以上机组的锅炉给水泵、凝结水泵和循环水泵的结构形式

项目名称	给水泵	前置给水泵	凝结水泵	循环水泵
比转速	n_s 为 30~300 离心泵			n_s 为 300~500 混流(斜流)泵
壳体形式	双壳体筒式(芯包可抽出)	涡壳式	双壳体(筒袋/节段式)	单(节段式导流壳)/双壳体(转子及叶片可抽出)
布置方式	卧 式	卧 式	立 式	立 式
吸入方式或叶片形式	首级单吸/双吸	单吸/双吸	首级双吸、次级单吸	单吸(叶片可调/非可调)
级数	4~6 级(叶轮同向或双向对称布置)	1	4~6 级(少数在首级前加装诱导轮)	1
轴封形式	机械/迷宫密封	机械密封	填料密封	填料密封

600MW 机组的双壳体芯包可抽出筒式给水泵的轴封形式基本采用压力受控卸荷型迷宫密封。密封水引自凝结水系统，送入给水泵内的轴套与衬套之间进行密封，之后一部分流量返回主凝结水系统，另一部分流量在轴套与衬套内与来自给水泵内的给水混合后自引出管引至前置给水泵入口进行卸荷。密封水压力比前置给水泵进口压力高 0.1MPa，由压力控制阀自动控制。这种轴密封系统既能防止所有密封部分过热，又能防止密封卸荷连接部位汽化。给水泵处于备用状态时，由前置给水泵提供暖泵水，其轴密封系统始终处于无低温水进入给水泵内的恒定状态。

4.3 运行与调节方式

4.3.1 锅炉给水泵

4.3.1.1 给水泵的运行方式

300MW 及以上机组的锅炉给水泵的基本运行方式是两台(套)汽动或电动给水泵并联运行，一台(套) 25%~50% 容量的电动给水泵启动兼备用。一般情况下，前置给水泵和给水泵串联运行。为了防止给水泵汽蚀，降低除氧器安装高度，减少火力发电厂建造成本，在给水泵前设置必需汽蚀余量较小的前置给水泵先行升压后，再经给水泵进一步升压输送至锅炉。

4.3.1.2 给水泵的调节方式

4.3.1.2.1 给水泵驱动装置调节系统的任务

机组运行负荷变化要求给水泵具有灵活的调节功能。汽动给水泵汽轮机的调速范围为 2700~6000r/min，允许负荷变化率为 10%/min；汽轮机在 75% 额定负荷以下时，给水调节功能应能够保证锅炉汽包水位在 ±15mm 范围内变化，不允许超过 ±50mm（对于直流锅炉，则要求保证压力、流量在允许范围以内）；电动给水泵组从零转速的备用状态启动至给水泵出口流量达到额定参数的时间为 12~15s；泵本体安全要求必须设置最小流量保护装置及其再循环管路，给水泵最小流量一般为其额定流量的 15%~30%，当给水泵出口流量小于设定的最小流量时应能及时打开最小流量阀，保证泵体安全。

为了满足机组运行负荷变化的要求，300MW 及以上机组主给水管（给水泵出口母管、高压加热器组之后）基本不再设置调节阀，锅炉给水管的调节，通过全程自动改变给水泵转速，使给水泵出口压力与锅炉负荷相适应。机组正常运行时，给水泵出口阀门全开，给水系统管道特性恒定，通过改变给水泵的转速，平移给水泵特性曲线，使给水泵工况点的变动与锅炉负荷的变动相适应。锅炉再热器减温水由给水泵中间抽头供给，锅炉过热器减温水引自给水泵增压级之后或主给水管路。

4.3.1.2.2 汽动给水泵汽轮机的调节特点及方式

给水泵采用给水泵汽轮机驱动，根据锅炉给水调节信号进行转速调节，具有下列特点：

(1) 给水泵汽轮机的容量随着机组容量的增大而增大，其内效率也相应提高，300MW 及以上机组给水泵配套的给水泵汽轮机效率为 81%~85%。

(2) 发电机输出功率增加 3%~4%，汽轮发电机组净热耗率降低，给水泵汽轮机与给水泵采用直联，均提高了机组运行效率。

(3) 厂用电变压器及其电气设备的投资费用降低，避免使用电动机启动所需要的大电流启动设备（因变速启动，启动转矩较小）。

(4) 由于主汽轮机第四级抽汽的蒸汽参数随其负荷变化

而变化,所以当给水泵汽轮机采用低压汽源进汽时,其进汽参数是变化的。因此,给水泵汽轮机设置两个汽源:一路是由低压调节阀控制的低压汽源,一般是汽轮机的第四级抽汽;另一路是由高压调节阀控制的高压汽源,即锅炉出口的新蒸汽。根据锅炉给水调节的需要,改变给水泵汽轮机调节系统中油压的大小,可使低、高压调节阀依次开启,从而实现汽源的内切换,有较好的适应性。汽源切换点约为机组负荷的40%。

(5) 给水泵出力随机组负荷的变化而变化,而给水泵出力的调节是通过改变给水泵汽轮机的转速来实现。因此,变速调节给水泵的等效曲线,与给水系统阻力曲线相适应,从而可使给水泵在较大变工况范围内获得较高的运行效率。

4.3.1.2.3 电动给水泵液力耦合器的调节特点及方式

300MW及以上机组配套的电动调速给水泵采用的是联合调节式无级调速型液力耦合器。机组变工况运行时,电动调速给水泵依靠液力耦合器根据锅炉给水调节信号来改变给水泵的转速以满足相应工况的要求。液力耦合器以工作油为介质将电动机的机械能传递给给水泵,因工作油压的大小不受等级限制,可以实现无级变速。联合调节式无级调速型液力耦合器具有以下特点:

(1) 可与廉价的笼型电动机相匹配,使电动机只带泵轮空载启动,而载荷即可满载平稳地启动和加速;并且可利用电动机的尖峰转矩启动负载,克服笼型电动机启动转矩低的缺点,使电动机选型时,不必为满足满载时启动需要而选大容量电动机,避免“大马拉小车”的现象,从而减小设备投资费用和启动时的功率消耗;使电动机在接近额定工况下运行,具有较高的功率因数和效率。300MW及以上机组给水泵配套的液力耦合器效率为97%~98.2%。

(2) 对电动机和工作机均有良好的过载保护作用。由于液力耦合器柔性传动,当工作机载荷突然增大时,只是涡轮与泵轮的转速比 $i=n_t/n_p$ 下降的工作状况。即使工作机卡住不转,也仅是 $i=0$ 的工况,仍属液力耦合器的联合工作范围。此时电动机仍能带动泵轮照常转动,并不超载、失速和堵转。对于卡住后不易自行解除的情况耦合器外壳上设置有易熔放油塞,可以在油温超高时自动地将热油排空,切断扭矩的传递,从而保护电动机及传动部件,避免发生设备事故。

(3) 液力耦合器的泵轮与涡轮之间没有机械连接,扭矩是通过液体传递的,主、从动轴上的扭振能被吸收和隔离,缓和冲击,使设备与转动部件受到保护,延长使用寿命。

(4) 由于泵轮与涡轮工作十分可靠,所以液力耦合器的使用、维护简便,可长期无检修运行。

(5) 易于实现遥控和自动控制,改善劳动条件,提高工作效率,并且可以满足锅炉点火工况要求。锅炉点火时,要求的给水量很小,给水泵采用调速型液力耦合器,只要降低转速即刻满足要求,可取消主给水调节阀,简化给水操作,既经济又安全。

(6) 升、降速度快,在8~10s可以完成启动,能较好地适应单元机组直流锅炉对快速启动的特殊要求。

(7) 变速调节给水泵的等效曲线,与给水系统阻力曲线相适应,从而使给水泵在较大变工况范围内获得较高的运行效率,降低厂用电消耗,以达到节电效果。

电动给水泵的液力耦合器采用联合调节方式以实现快速升、降转速为目的。由锅炉给水调节信号操纵油动机,其再带动凸轮,改变传动杆及传动齿轮的旋转角,从而改变勺管的径向位移,以控制放油量的多少;同时传动杆又控制着进

油控制阀的开度,改变着液力耦合器的进油量。当锅炉给水量需要增加时,油动机将凸轮向“+”方向转动,传动杆逆时针方向转动,勺管位置下降,泄油量减少;同时传动杆带动其上的凸轮使进油阀开大,增加进油量,提高涡轮转速,即给水泵转速升高,出力增加,以适应锅炉给水量增加的要求。当锅炉给水量需要减少时,凸轮则向“-”方向转动,传动杆顺时针方向转动,勺管位置上升,泄油量增加;同时传动杆带动其上的凸轮使进油阀关小,减少进油量,降低涡轮转速,即给水泵转速下降,出力减少,以适应锅炉给水量减少的要求。这样,使给水泵出力始终与锅炉的出力相平衡。

总之,给水泵汽轮机和液力耦合器的调节系统均是根据锅炉给水调节信号来改变给水泵的转速,实现变速调节给水泵的等效曲线,与给水系统阻力曲线相匹配,不存在节流损失,给水泵在较大变工况范围内运行效率较高。

4.3.2 凝结水泵

凝结水泵应能满足机组在各种负荷条件下连续不断地将凝汽器热井中高真空下的饱和水输送至除氧器,同时也供给一些凝结水用户,用于冷却、密封等用途。为保护泵体安全设置凝结水泵最小流量保护装置及其再循环管路,凝结水泵的最小流量一般约为额定流量的30%。凝结水系统管路设置的补水调节阀及其旁路阀(可用凝结水泵再循环阀)和除氧器水位调节阀及其旁路阀分别调节控制凝汽器水位和除氧器水位。

300MW及以上机组凝结水泵的设计转速为1480~1490r/min,绝大多数采用定速运行,节流调节方式,有时也采用回流进行辅助调节。凝结水泵正常运行时,其出口阀处于全开状态。节流调节通过改变除氧器水位调节阀的开度,来改变凝结水管道特性曲线,从而改变凝结水泵运行工况,保证机组负荷变化时除氧器水位在允许变化范围之内。这种调节方式总存在节流损失,使凝结水泵运行效率下降,经济性差。回流调节是开启或部分开启凝结水系统管道设置的补水调节阀(凝结水泵再循环阀)改变凝结水泵的出口流量,防止小流量时凝结水泵汽蚀或调节凝汽器水位。

凝结水泵目前多采用变频调速,可节电30%~70%。

4.3.3 循环水泵

300MW及以上机组的循环水泵基本类型是大流量、低扬程、高比转速的立式混流(斜流)泵。循环水泵及其循环冷却水系统是将取自江河、湖泊和冷却塔大量的冷却水输送到凝汽器中去冷却汽轮机低压缸排汽,同时也提供给循环冷却水用户,用于冷却、密封等。

北方地区单台机组配套两台循环水泵,南方地区单台机组配套两台或三台循环水泵,不设备用泵。循环水泵设计转速为297~496r/min,一般由电动机驱动,并联定速运行;也有少数机组的循环水泵采用双速(高速/低速)电动机驱动,定期非在线切换,并联定速运行。冬季在北方地区,机组正常运行时,一般运行一台循环水泵,南方地区运行一台或两台循环水泵;夏季在北方地区,机组正常运行时,一般运行两台循环水泵,南方地区运行两台或三台循环水泵,即随着季节和天气温度的变化,凝汽器循环冷却水流量的调节基本采用循环水泵运行台数进行调节。

5 等离子体点火技术

5.1 等离子点火原理

等离子点火装置利用直流电流(280~350A)在介质气

压为 0.01~0.03MPa 的条件下接触引弧,并在强磁场下获得稳定功率的直流空气等离子体,该等离子体在煤粉燃烧器中形成了 $T>5000\text{K}$ 的局部高温区,煤粉颗粒通过该等离子“火核”受到高温作用,迅速释放出挥发物,并使煤粉颗粒破裂粉碎,从而使煤粉迅速燃烧。等离子发生器原理与等离子燃烧器点火原理如图 16.10-5 和图 16.10-6 所示。

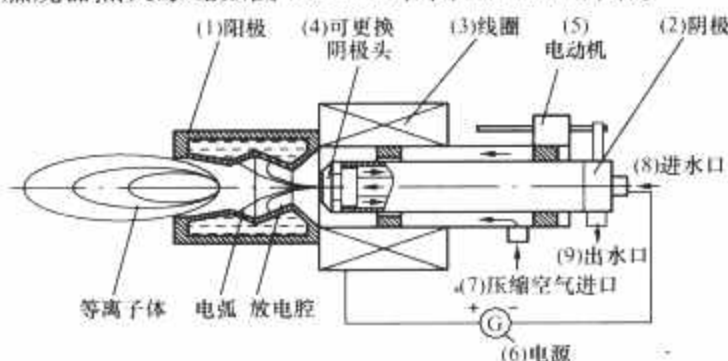


图 16.10-5 等离子发生器原理

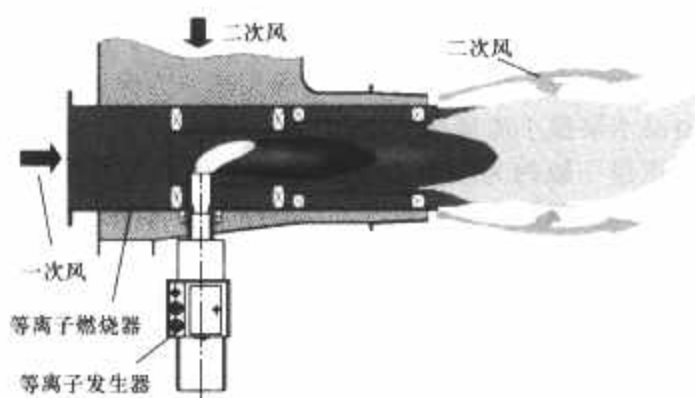


图 16.10-6 等离子燃烧器点火原理

5.2 等离子点火系统组成

等离子点火系统主要由等离子发生器、等离子发生器电源系统、磨煤机一次风暖风器系统、等离子空气系统、等离子冷却水系统和监控系统组成。

5.2.1 等离子发生器

等离子发生器是用来产生高温等离子电弧的装置,主要由阳极组件、阴极组件、线圈组件三大部分组成。阳极组件和阴极组件包括用来形成电弧的两个金属电极阴极和阳极,在两电极间加稳定的大电流,将电极之间的空气电离形成具有高温导电特性的等离子体,其中带正电的离子流向电源负极形成电弧的阴极,带负电的离子及电子流向电源的正极形成电弧的阳极。线圈通电产生强磁场,并由压缩空气吹出阳极,形成可以利用的高温电弧。阳极组件、阴极组件和线圈组件均通过冷却水冷却。阴极组件还加装一套旋转驱动机构驱动阴极旋转以提高阴极寿命。

5.2.2 等离子电气系统

等离子发生器电源系统是用来产生维持等离子电弧稳定的直流电源装置,其基本原理是通过三相全控桥式晶闸管整流电路将三相交流电源变为稳定的直流电源,它由隔离变压器和电源柜两大部分组成。电源柜内主要有多组大功率晶闸管组成的三相全控整流桥、大功率直流调速器 6RA70、直流电抗器、交流接触器、控制 PLC 等。

5.2.3 等离子空气系统

压缩空气是等离子电弧的介质,等离子电弧形成后,通过线圈形成的强磁场的作用压缩成为压缩电弧,需要压缩空气以一定的流速吹出阳极才能形成可利用的电弧,一般利用厂用压缩空气作为介质空气。

5.2.4 等离子冷却水系统

由于等离子发生器的阳极、阴极和线圈工作在高温环境,必须通过水冷的方式来进行冷却,等离子冷却水系统采用闭式循环,使用闭冷水进行冷却,并专设两台冷却水泵互为备用。

5.2.5 等离子监控系统

等离子监控系统包括等离子燃烧器壁温测量和图像火焰监视及其冷却风系统。

5.2.6 磨煤机一次风暖风器系统

锅炉冷炉启动时由于无制粉热风,因此在磨煤机进口热风道上安装有蒸汽加热暖风器,将一次风加热,使磨煤机出口风温达到制粉规定温度。在暖风器段还安装有旁路管道,该旁路在暖风器投运时关闭,在暖风器退出运行后打开以降低该层磨煤机进口一次风阻力。

5.3 等离子点火系统适应范围

- (1) 煤粉锅炉。
- (2) 煤种:烟煤 ($V_{daf}>20\%$)。
- (3) 燃烧方式:四角切圆、前后墙对冲。
- (4) 制粉系统:直吹式、中间储仓式乏气送粉。
- (5) 布置方式:下层燃烧器。

5.4 等离子点火系统启动与运行

(1) 启动一台等离子冷却水泵;调节冷却水压力在 0.4~0.5 MPa;投入另一台等离子冷却水泵备用连锁。

(2) 投入载体风系统,将等离子发生器进口风压调整到 6kPa 以上。

(3) 确认等离子监控装置已投入运行,图像火检冷却风进口风门已开启,调整进口风压不低于 9kPa,等离子图像火检投运正常。

(4) 确认机组辅助蒸汽系统已投运,辅助蒸汽母管压力大于 1MPa,投入磨煤机暖风器。

(5) 启动等离子发生器,并调节各等离子发生器电流,使电弧功率维持在 100kW 左右,确认等离子电弧运行正常。

(6) 启动磨煤机。

(7) 开启磨煤机热风旁路调节阀及冷一次风调节阀对磨煤机 A 进行暖磨吹扫,调整磨煤机一次风量,维持一次风管风速在 18~20m/s。

(8) 当磨煤机出口温度达到 50℃ 以上时,启动给煤机。

(9) 给煤机运行正常后,迅速增加给煤量,使等离子燃烧器燃烧正常。

(10) 随后根据升温升压及负荷需要增加给煤量或启动其他磨煤机。

(11) 当热一次风母管风温大于 150℃,可以将磨煤机暖风器切除运行。

(12) 当锅炉负荷升至锅炉最低稳燃负荷以上时,切除等离子点火器。

(13) 当锅炉负荷降至锅炉最低稳燃负荷时,及时投入等离子点火器稳燃。

6 少油点火助燃技术

传统的电站锅炉普遍采用油点火和稳燃,油枪一般是布置在二次风喷嘴中,即大油枪。锅炉启动时先点燃油枪,提高炉膛温度,当热风温度达到制粉条件时启动制粉系统,煤粉喷入炉膛进行煤油混烧,直到煤粉稳定燃烧时才将油切断。煤粉的着火热量是由大油枪油燃烧产生的高温烟气通过

对流传递的,这种对流换热只是大油枪燃油发热量的一小部分,故大油枪点火、稳燃的效率不高。这种点火方式点火时间长、耗油量较大。

为了节约燃油,提高火力发电厂的经济性。近年来,我国成功研制出了多种少油点火技术。其基本原理是将油枪布置在一次风的喷嘴中,油燃烧火焰直接点燃一次风中的煤粉,燃烧器喷出是以煤粉燃烧为主的火炬。这种油枪的容量比放置在二次风喷嘴中的油枪小得多,即小油枪。小油枪的出力与机组容量、煤质特性、燃烧器特点有关,一般通过试验确定。

下面介绍几种已成功应用的少油点火技术。

6.1 早期的少油点火燃烧器

图 16.10-7 所示的少油点火煤粉燃烧器的基本原理是在燃烧器内装有油枪套管、小油枪、高能电点火枪和火检,油枪套管固定在一次风管轴线上,小油枪放置在油枪套管中,点火枪固定在油枪下方,防磨隔板可避免油枪套管和点火枪受到煤粉气流的直接冲刷。油枪、点火枪采用电动或气动推进装置。进入燃烧器的一次风粉混合物中一部分通过燃烧管,其余部分通过燃烧管与外壳之间的环形通道。当锅炉点火时,燃油经小油枪后形成雾化油流,用点火枪将雾化油流点燃,再将流经油火焰的一次风粉混合物点燃,而流经燃烧管外的一次风起冷却作用,并在燃烧器出口处与从燃烧管喷出的火焰混合而燃烧,形成以煤粉燃烧为主的火炬。这种燃烧器可用于四角燃烧和一般煤种的锅炉,它适应性强、易于安装和改造工作量小,油枪出力一般为 100~400kg/h,节油率达 30%~70%。如煤质较好或煤粉细度小时,节油率还可以提高。

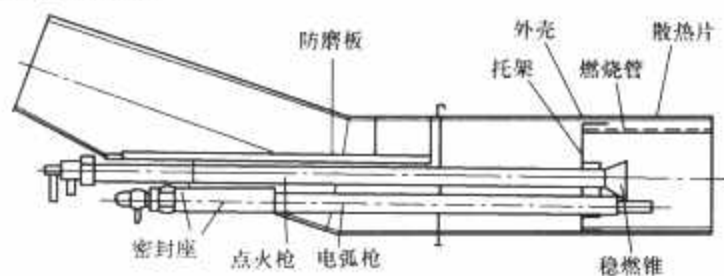


图 16.10-7 早期的少油点火燃烧器

6.2 微油点火燃烧器

图 16.10-8 为某公司开发的微油燃烧器结构示意图,基本原理是利用压缩空气的高速射流将燃油直接击碎、雾化成超细油滴进行燃烧,产生高温火焰。该火焰首先引燃少量煤粉,利用煤粉燃烧自身的热量再去引燃更多的煤粉,采用功率放大的原理,达到最终点燃大量煤粉的目的。油枪出力一般为 20~50kg/h,节油率 90%以上。

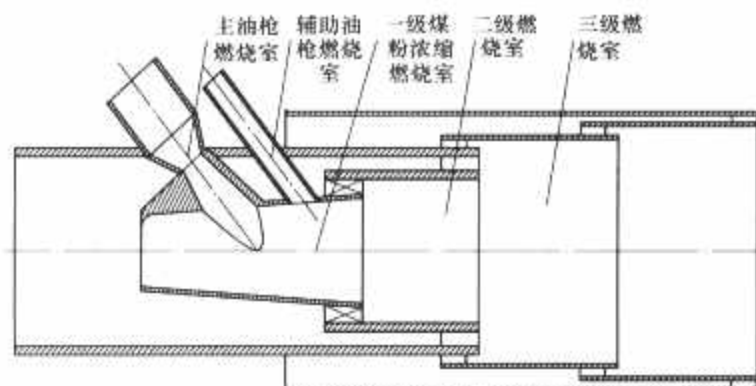


图 16.10-8 微油燃烧器结构示意图

6.3 双强少油点火技术

6.3.1 双强油燃烧器

双强油燃烧器是一个低压强制配风的油燃烧器,该油燃烧器是由航空发动机的高压强制配风油燃烧器发展而来的。通过强制配风使其发出高温火焰,使火焰外层温度达 1520℃,中心温度不低于 1800℃,油燃尽率高达 99%以上。单只油燃烧器容量为 50~300kg/h,油燃烧器的容量根据不同的煤质确定。双强油燃烧器结构如图 16.10-9 所示。

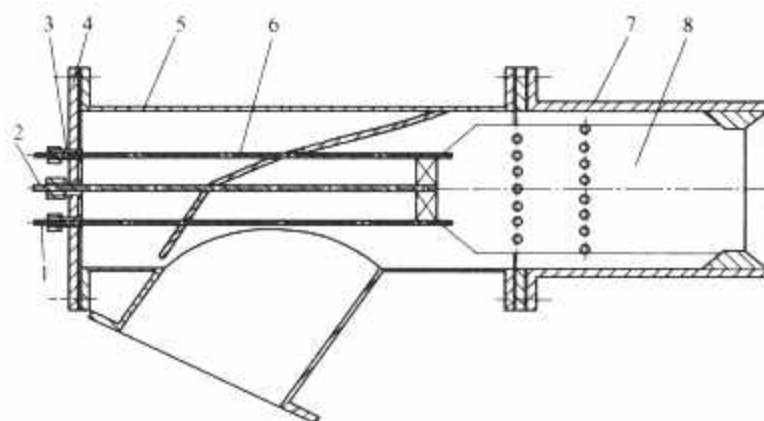


图 16.10-9 双强油燃烧器结构

1—点火枪;2—油枪;3—油火检;4—安装板;5—三通管;
6—导管组件;7—配风筒;8—油燃烧器

6.3.2 双强煤粉点火燃烧器

单只油燃烧器从煤粉燃烧器的单侧插入或两只油燃烧器在煤粉燃烧器两侧插入,点火时经过强化燃烧的油火焰(其中心温度高达 1800℃)将通过煤粉燃烧器的一次风粉瞬间加热到煤粉的着火温度,一次风粉混合物受到了高温火焰的冲击,挥发分迅速析出同时开始燃烧,挥发分的燃烧放出大量的热,补充了此间消耗的热量,并持续对一次风粉进行加热,将其加热至远高于该煤种的着火温度,从而使煤粉中的炭颗粒开始燃烧,形成高温火炬。双强煤粉点火燃烧器原理如图 16.10-10 所示。

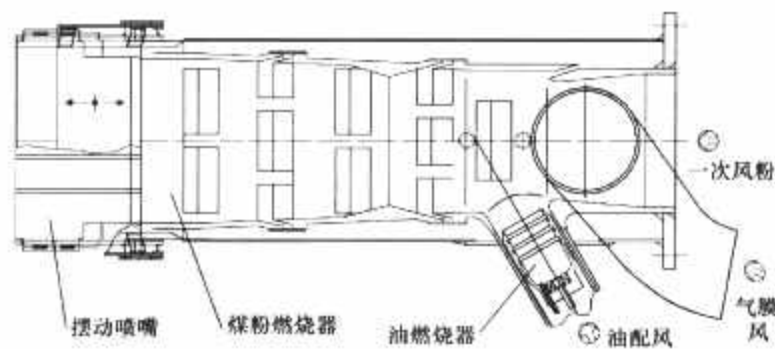


图 16.10-10 双强煤粉点火燃烧器原理

6.3.3 双强点火系统的组成

双强点火系统由双强煤粉燃烧器、双强油燃烧器、油配风风机及管路、气膜风管路、双强油系统管路、控制系统及辅助系统组成,冷炉制粉需要增加蒸汽加热暖风器。

6.3.4 双强煤粉点火燃烧器的适应范围

双强点火系统适用于锅炉容量为 50~1000MW,燃用煤质包括褐煤、烟煤、劣质烟煤、贫煤和无烟煤等;燃烧方式包括直流燃烧器切向燃烧、旋流燃烧器墙式燃烧以及 W 型燃烧锅炉;制粉系统类型包括采用中速磨煤机、风扇磨煤机和双进双出钢球磨煤机的直吹式制粉系统和中间储仓式制粉系统。

7 废水综合利用

废水通常有两种处理方式：一种是集中处理，另一种是分类处理。

集中处理是将各种来源的废水收集在一起进行处理，这种方式的特点是处理工艺和处理后的水质相同，一般适用于废水的达标排放处理。

分类处理则只将水质类型相似的废水收集在一起进行处理。不同类型的废水采用不同的工艺处理，处理后的水质可以按照不同的标准控制；这种方式一般适用于废水的综合利用。火电厂由于废水的种类多、水质差异大，有些废水需要回用，有些则直接排放，因此需要采用分类处理的方案。

7.1 低含盐量废水的处理回用

低含盐量废水经过处理后，可以替代工业水用于设备的冷却、冲洗等。主厂房杂排水、热力系统的疏水等，经过收集、处理后可以作为循环水系统的补充水使用。由于回用成本低，目前很多火电厂对这类废水已经实现了回用。

7.1.1 典型的回用处理工艺

回用处理工艺：废水→废水调节池→pH 值调整→混凝、澄清（或气浮）→过滤→清水池→回用。

7.1.2 处理过程中需要重点控制的项目

(1) 悬浮物。用浊度指标来控制，一般出水浊度应该小于 5NTU。废水的悬浮物波动范围比较大，所以，处理系统应该有良好的水质适应性。

(2) 化学需氧量 (COD)。这部分废水的 COD 一般不是很高，目前没有明确的规定值，只要满足回用要求即可。

(3) 油。废水中油的含量不稳定，一般要求出水的含油量小于 5mg/L。

(4) 其他指标。pH 值、硬度、碱度等。

7.1.3 处理系统运行中容易出现的问题

(1) 废水水质不稳定导致出水水质恶化，如高浓度油的混入。

(2) 其他类型的废水由废水收集系统混入，导致处理后的水质达不到回用的要求。

(3) 废水处理负荷波动过大，影响出水水质。

7.2 高含盐量废水的处理回用

7.2.1 回用方式

(1) 直接回用。可用于煤场喷淋、干灰调湿等、水力冲灰、除渣等对水质要求很低的场合。在德国采用石灰石—石膏湿法脱硫的火电厂，大多将这股废水补入脱硫吸收塔，作为工艺水使用。国内近来也在开展这方面的研究工作。

(2) 脱盐处理后回用。通过反渗透脱盐处理后，得到的淡水完全可以代替工业水；国内火电厂比较典型的用法是将淡水补充到锅炉补给水处理车间作为原水，可以大量减少再生用酸、碱的量和酸碱废水的产生量。浓水则可以用于除渣、输煤系统。但回用浓水时要注意系统防腐和防垢。

循环水排污水是火电厂最大的一股高含盐量废水，由于在循环水系统内已经经过多倍浓缩，循环水排污水的各项水质指标都比较高，水质复杂，有结垢的倾向，对反渗透膜的污染性很强。因此，循环水排污水回收处理的预处理系统很复杂，回用处理成本很高。

7.2.2 脱盐处理工艺

高含盐量废水的脱盐处理工艺分两部分：一是预处理部分，二是除盐部分。其中，除盐部分大多使用反渗透工艺，

这部分比较成熟，已有完整的设计规定和运行控制方法；而预处理方案则可以选择澄清过滤工艺和超滤工艺两种。

(1) 澄清过滤预处理工艺（带化学沉淀）。工艺流程：废水→澄清池（加石灰或氢氧化钠、碳酸钠以及混凝剂和助凝剂）→一级过滤→二级过滤→活性炭吸附→反渗透。

(2) 超滤工艺。超滤预处理是近年来出现的新工艺，其特点是出水水质比澄清过滤工艺稳定，部分水质指标，如浊度比澄清过滤工艺低。存在的问题是超滤工艺的应用历史较短，目前还没有形成定型的设计方案和运行控制参数；系统设计和运行参数需要通过试验来选择。通常使用的处理流程：废水→预过滤→超滤（加混凝剂、酸）→活性炭吸附→反渗透。

7.2.3 脱盐处理系统运行中容易出现的问题

7.2.3.1 澄清过滤预处理工艺常见的问题

(1) 碱化剂（石灰或 NaOH）的剂量控制不准确。因废水中的碳酸盐硬度是不断变化的，而且没有规律，所以碱化剂的剂量要能准确控制。否则，出水的残留碱度和硬度会升高，影响沉淀软化效果。为了防止产生沉淀性能很差的 $Mg(OH)_2$ ，通常出水的 pH 值应控制在 10 左右。

(2) 混凝剂和助凝剂的剂量。为了去除影响碳酸钙结晶过程的有机杂质，控制出水的悬浮物含量（主要是水中形成的沉淀微粒），混凝剂和助凝剂的剂量要严格控制。剂量应通过调整试验得出。

(3) 碳酸钠的剂量控制。当废水中的碳酸盐硬度比例较低时，需要采用碳酸钠软化处理。碳酸钠的剂量要根据试验结果来定，并注意随水质的变化及时调整。

7.2.3.2 超滤预处理常见的问题

(1) 膜的污堵。这里的污堵指的是每次反洗后污染物不能被有效地清除，从而导致超滤膜的透水量快速下降需要频繁地进行化学清洗的现象。出现这种问题的原因一般是因为超滤膜的选型不合理或者超滤前处理工艺不合适。在目前的技术条件下，需要通过严格的模拟试验来筛选超滤膜，并确定系统运行参数，包括是否使用混凝剂、混凝剂的种类，前处理水质的控制等。

(2) 断丝。大部分超滤设备采用中空纤维膜丝，在运行中发生断丝是常见的故障。断丝的原因一般是由于膜丝长期振动疲劳引起的。膜丝的振动对于改善反洗效果是不可缺少的，例如使用空气反洗时，就是利用膜丝的强烈振动来反提洗效率高的。断丝一般发生在膜丝固定端的根部。

断丝的判断及处理措施如下：

少量的膜丝断裂不会对水质有明显的影响，但断丝比例太高时，会影响水质。一旦发现产水水质变化，应能够迅速地确定断丝发生的准确位置，以采取相应的措施。

如果断丝已经影响了出水水质，首先要确定哪只组件发生了断丝。断丝组件的确定可以利用水质检测来判断；方法是从膜组件产水侧设置的取样点取样分析产水的水质，判断膜组件是否完好。对于少量断丝的情况，因为水质没有明显的变化，所以这种方法无效，只能通过完整性检测（integrity testing）来判断。

完整性检测是指检查超滤膜以及整个装置是否发生破损和泄漏的试验。完整性检测有两种方法：压力衰减试验法和气泡观察法。

1) 压力衰减试验法。试验步骤为：

- a. 将膜组件彻底润湿。
- b. 排尽组件内的存水，开启产水阀。
- c. 将洁净无油的压缩空气通入进水管，逐渐升压；增

压过程中，随时检查管阀接头与连接密封处是否漏气。

d. 当气压升至 0.1~0.15MPa，停 2min，再继续至预期压力 0.25MPa。

e. 关闭进气阀，并确认产水阀处于开启状态。

f. 开始计时，10min 后记录气压压力值。

如果装置的压力衰减值大于 0.025MPa，则需要将膜组件分为若干支一组，按上述方法，分组检测，直至找出故障组件为止。

2) 气泡观察法。在每只超滤膜组件的一端管路上加装一段透明检查管（如有机玻璃管）。检查时，将洁净无油的压缩空气通入膜组件，空气会从膜组件内破裂的膜丝或有缺陷的大孔漏入膜的另一侧，在检察管中可以看到气泡。如果在透明管中看到不连续、尺寸大小不一的气泡，即可确定该组件有缺陷，有可能发生了断丝。

对断丝的处理方法一般是找出断的膜丝进行封堵。当断裂或已被封堵的膜丝数量太多时，如大于 30%，则需要更换整只元件。超滤膜组件的使用寿命与产品质量、运行条件等因素有关。一般来讲，反洗频率、化学清洗频率等对使用寿命有较大的影响。目前认为，其使用寿命可以大于 5 年。

7.3 生活污水处理回用

相对于火电厂的其他工业废水，生活污水的水质比较特殊，其特点是有臭味，色度、有机物、悬浮物、细菌、油、洗涤剂等成分的含量较高，含盐量比自来水稍高一些。

7.3.1 生活污水回用处理的要点

火电厂生活污水的回用方式大多是处理后用于循环水系统。生活污水的水质和水量波动很大，这就要求污水处理系统要有较好的水质变化和负荷变化适应能力，保证稳定运行，取得稳定的水质。

污水回用要去除的杂质主要包括有机物、悬浮物、细菌、氨氮等。处理的目的是保证不会在用水系统中产生生物黏泥、藻类等，并且不会因为生化反应造成系统的酸性腐蚀。

水中氨氮引起循环水 pH 值下降是近年来火电厂发现的新问题。实验表明，水中的氨氮浓度越高，循环水 pH 值下降得越多。表 16.10-5 为某电厂使用城市二级处理水时浓缩实验的结果。

表 16.10-5 氨氮对循环水 pH 值的影响

水样编号	1 号	2 号	3 号	4 号
水样 NH ₃ -N 质量浓度 (mg/L)	1.34	9.38	14.54	22.58
深度处理后 pH 值	6.81	6.80	6.86	6.86
浓缩水最低 pH 值	6.81	6.00	5.90	5.20

7.3.2 生活污水回用处理新工艺 (BAF)

火电厂传统的污水处理工艺是活性污泥法。近年来，以曝气生物滤池 (BAF) 技术为核心的污水处理系统开始在火电厂应用。图 16.10-11 是某火电厂 2003 年建设的污水回用处理系统。

7.3.2.1 BAF 原理

曝气生物滤池 (Biological Aerated Filter, BAF) 是将生物接触氧化原理和过滤工艺相结合而形成的一种废水处理工艺。该技术最初用于污水的三级处理，后来改进后直接用于污水的二级处理。

从工作原理来看，曝气生物滤池属于生物膜处理工艺的一种。其基本原理是以密集的颗粒状填料为基体，使细菌一

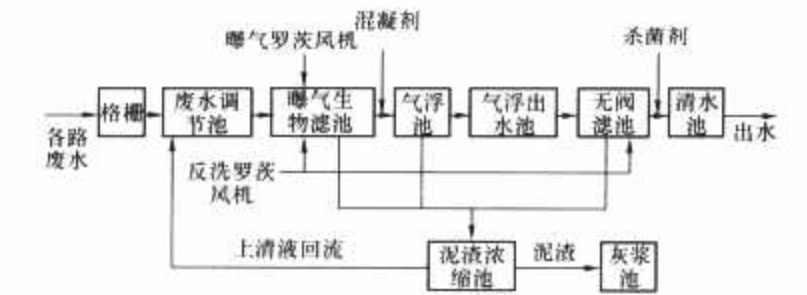


图 16.10-11 污水深度处理系统流程

类的微生物附着在填料上生长发育，并在此形成生物膜（膜状生物污泥）。当污水通过填料层时，水中的有机污染物被生物膜上的微生物作为营养物摄取，污水得到净化，微生物自身也得到繁衍增殖。粒状填料同时又是滤料，可以吸附、截留水中的悬浮杂质。因此，曝气生物滤池往往既可以去除有机物，又可以去除部分悬浮物。

7.3.2.2 BAF 的特点

BAF 最大的特点是集生物氧化和过滤于一体，可以去除废水中的悬浮物、有机物、氨氮等杂质。与其他处理工艺相比，BAF 工艺具有有机容积负荷高、水力负荷大、出水质量高、可间断运行等优点。尤其是其有机物和氨氮去除率较高、出水水质稳定的特点，特别适用于以回用为目的的场合。已经投运的系统测试数据表明，在一般的水质条件下，BAF 对有机物的去除率可以达到 50% 以上（按照 COD 计算），对氨氮的去除率可以达到 90% 以上。

因省去了传统曝气处理系统中的二次沉淀池，所以，BAF 工艺的另一个特点是处理工艺简单，运行管理方便；占地省、投资少。另外，BAF 的反洗过程与普通过滤器完全相同，这也是该技术在火电厂受欢迎的原因之一。

7.3.2.3 BAF 的运行控制

曝气生物滤池的结构与常规滤池相似，由池体、滤料、承托层、布水系统、排水系统、反冲洗系统等组成。其运行过程是周期性的，由过滤和反洗两个基本单元组成，从开始过滤至反洗完毕为一个周期。

(1) BAF 的反洗。反洗是 BAF 滤池的一大特点。通过反洗，可以清除滤层中截留的污物，恢复滤层的通水能力。同时，通过反洗更新生物膜，使老化的生物膜脱落并从滤层中清除。由于生物黏泥的影响，BAF 滤池中的污物与填料结合得比较牢固，单用水难以保证反洗效果。为此，一般需要采用空气擦洗或气水合洗的工艺。

在反洗过程中，反冲洗水自下而上通过填料层，填料层在反洗水流的作用下发生膨胀。当通入空气后，滤料间的摩擦加剧，颗粒上的生物膜和颗粒间被截留、吸附的悬浮物与滤料颗粒分离，随反洗排水排出。反冲洗操作过程见表 16.10-6。

表 16.10-6 BAF 的反洗操作程序

序号	操作内容	目标	控制参数	注意的问题
1	停止进水、进气	准备反洗	—	—
2	水单独冲洗	松动滤层	控制滤层膨胀率 10% 左右	通水流速不宜过快，以免损坏内部配水装置
3	空气单独擦洗	强化反洗效果	擦洗强度 10~15L/(m ² ·s)	过大的强度会增加填料的磨损
4	用水冲洗	冲走滤层中的污物	控制滤层反洗膨胀率 30%~50%	防治填料流失

(2) 过滤运行。在投运初期, 为了加快生物膜的生长, 需要向曝气生物滤池内投加少量的活性污泥, 同时加入生活污水将滤料淹没, 闷曝一段时间后开始小流量进水, 然后逐渐加大进水流量直至满负荷运行。挂膜完成后的陶粒表面附着了一层黏滑的生物膜。

当曝气生物滤池反洗后, 出水中 COD 和氨氮有所升高。一般经过一段时间的运行后, 出水水质即可恢复到正常的水平。

7.4 高悬浮物废水的处理回用

火电厂的高悬浮物废水主要有煤泥废水、冲灰渣废水、脱硫废水、酸洗废液、空气预热器冲洗、省煤器冲洗废水等。这类废水的水质较为特殊, 含盐量和悬浮物都比较高, 一般煤泥废水和冲灰渣废水通过沉淀、过滤处理后循环使用, 其他废水则处理后达标排放。

8 城市二级处理水的再生利用

8.1 城市二级处理水的水质标准

新建的污水二级处理厂大多带有脱磷、脱氮工艺, 二级处理出水水质是按照 GB 20426—2006 控制的。工业废水的混入是城市污水再生利用中遇到的难题之一。主要的问题是:

(1) 同类型的工业废水成分差异大, 再加上没规律的排污, 导致污水处理厂的进水水量和水质波动很大。有些污染物的生物降解性很差, 在二级处理中不能有效地除去。某些工业废水中甚至含有导致细菌死亡的毒素 (如制药废水、印染废水等), 这些都会破坏污水处理厂的稳定运行。

(2) 某些工业废水的含盐量很高, 混入污水系统后有可能使污水的含盐量太高而无法使用。

对回用有影响的成分见本章 7.3.1。

8.2 深度处理工艺及重点去除的杂质

城市二级处理水供到火电厂后, 还要进行进一步处理后才能满足火电厂回用的要求。在火电厂的深度处理工艺有很多种, 目前已经使用的有以下几类。

8.2.1 混凝、过滤处理

该工艺主要作用是去除水中的悬浮物、有机物并杀菌。典型的处理工艺流程为: 二级处理污水→格栅→杀菌→澄清池→滤池→蓄水池→循环水系统。

出水控制指标: 重点控制指标是澄清池和滤池的出水浊度 (或悬浮物)、COD, 并控制最终出水的细菌含量。

运行控制要点: 各种药剂的剂量和设备的负荷。

8.2.2 石灰处理

该工艺的作用是除了可以除去水中的悬浮物、有机物并杀菌外, 还可以除去水中的碳酸盐硬度并降低碱度值, 软化水质。另外, 控制一定的 pH 值条件, 可以除去部分磷。典型的处理工艺流程为: 二级处理污水→格栅→杀菌→澄清池→滤池→蓄水池→循环水系统。

出水控制指标: 重点控制指标是澄清池和滤池的 pH 值、出水浊度 (或悬浮物)、COD、碱度、硬度, 并控制最终出水的细菌含量。

运行控制要点: 各种药剂的剂量和设备的负荷。pH 值的控制是石灰处理的核心, 在对二级处理水的深度处理中, 为了避免生成沉淀速度很慢的 $Mg(OH)_2$, 一般将 pH 值控制在 10 左右。

8.2.3 BAF 处理

BAF 用于二级处理水的深度处理系统, 可以进一步改善水质。尤其是二级处理水水质不稳定时, BAF 可以稳定水质。BAF 运行控制的内容见本章 7.3.2。

8.2.4 超滤、反渗透深度处理

在运行时, 除了对杀菌有更高的要求之外, 其他方面的要求与处理其他废水相同。这方面的内容见本章 7.2.3。重点考虑以下几个方面的问题:

(1) 杀菌。用超滤处理二级处理水时, 合理的杀菌方式是很重要的。否则膜表面会迅速滋生细菌, 使超滤的透水量迅速衰减。杀菌剂的种类和剂量需要通过试验来确定。在使用氯系杀菌剂时, 要保证超滤出水有余氯, 通常为 0.3mg/L 左右。

(2) 水中杂质的污染。水中所含某些成分对超滤膜会产生污染, 例如硅。

(3) 混凝剂和助凝剂的污染。试验结果表明, 当超滤前的混凝处理不合适时, 药剂对膜会产生强烈的污染, 尤其是高分子类聚合物。

在前期模拟试验中, 上述问题大多都可以暴露出来。所以, 对于超滤的工程设计来说, 可靠的前期试验是不可少的。

8.3 回用过程中出现的问题及解决措施

8.3.1 生物黏泥沉积和藻类繁殖

要控制黏泥生长, 就必须破坏黏泥生长的环境和条件, 阻止生物膜的形成和黏泥的沉积。对补充水进行必要的处理。

(1) 降低其悬浮物、有机物、细菌等的含量, 创造抑制细菌滋生的物质环境。

(2) 保持凝汽器管内循环水的流速在合适的范围。若流速过低, 黏泥以及泥砂容易沉积。流速过高, 又容易形成冲刷腐蚀。一般情况下, 凝汽器管内循环水的流速在 1.5m/s 左右, 不宜低于 1.0m/s, 也不宜高于 2.5m/s。

(3) 防止循环水结垢。加强水质稳定处理, 防止循环水结垢, 保持设备表面清洁, 可以有效地阻止黏泥的附着。

(4) 加强管表面的清洁维护, 重视杀菌和黏泥剥离工作。具体措施是维持胶球清洗装置的正常运行, 保持凝汽器管内清洁、光滑, 同时要严格、合理的杀菌处理。

8.3.2 控制氨氮的含量

循环水补充水氨氮的控制, 目前还没有统一的标准。表 16.10-7 为国内几个控制标准。

表 16.10-7 循环水系统补充水氨氮浓度的控制值

标准来源	N-NH ₃ 含量 (mg/L)
GB 50335—2002	<1 (铜管材)
石化行业标准	<2
华能北京热电厂	<5

8.3.3 其他问题

需要考虑硫化物的影响, Cl^- 和 SO_4^{2-} 对铜管和混凝土的腐蚀输水管道的选材及防腐、冷却塔内部填料托架材质的选用等。

9 煤矿疏干水回用

9.1 煤矿疏干水的水质特点

矿井水是从采矿区域或采矿后区域抽出的各种排水, 包

括露天煤矿排放的疏干水。

因为受采煤环境的影响，矿井水中除含有煤粉外，还可能含有铁、锰、氟化物、油等污染物。矿井疏干水经处理后，其水质可以达到大部分工业用水的水质标准，是工业生产的一种新的水资源。表 16.10-8 为伊敏电厂使用的疏干水水质主要指标分析。

表 16.10-8 伊敏电厂疏干水水质分析			
项 目	数 值	项 目	数 值
含盐量 (mg/L)	310.4	氯离子 (mg/L)	15
钙离子 (mg/L)	24.9	硫酸根 (mg/L)	0.63
镁离子 (mg/L)	11.6	pH 值	7.09
HC(O) ₂ (mmol/L)	4.6	COD (mg/L)	1.6

9.2 回用处理工艺

要达到工业水的水质，矿井疏干水需要重点除去的水中的煤粉和油。采用混凝、澄清、过滤处理，即可得到优质的工业水。近年来兴起的超滤处理工艺，也可以用于疏干水的处理。

矿井疏干水经过合理的预处理工艺处理后，除了含盐量外，其他水质指标完全可以达到工业水的标准；同时，可以根据不同的用途对疏干水进行进一步的处理。例如，要将其用作锅炉补给水，使用与天然水完全相同的除盐工艺就可以满足要求。

9.3 回用处理系统的运行

矿井疏干水中主要含有以煤粉为主的悬浮物，通常混凝处理是不可缺少的工艺环节。在混凝处理中，常见的问题是

加药后形成的矾花松散、强度和活性差、沉降速度慢，一旦负荷波动，泥渣层容易被破坏，导致出水水质恶化，悬浮物短时间内急剧升高。因此，运行中要注意以下几点：

- (1) 控制混凝剂的加入，要保证剂量稳定，不能断药；混凝剂量应根据试验或者调试结果来确定。
 - (2) 控制澄清设备负荷的变动，要保持以稳定的负荷运行，避免大的波动。
 - (3) 当疏干水的温度低需要加热时，一定要将加热后的水温控制在允许的范围内，否则有可能引起翻池，出水水质恶化。
- 疏干水的除盐可以采用常规的离子交换或反渗透工艺，运行控制也完全相同。

10 锅炉干排渣

10.1 干排渣系统原理

干式排渣系统（见图 16.10-12）由三部分组成，分别是钢带输渣系统、出渣破碎系统和干渣输送系统，其中钢带输渣系统是核心部分。在干式排渣系统中，高温热炉渣经炉底排渣门落到排渣机输送带上，输渣钢带在高温条件下连续缓慢运转（钢带速度可在 0.4~4m/min 的范围内变频调整），一部分冷风（小于燃烧总风量 1%）靠炉内负压吸入到锅炉底部的干式排渣机内。在干式排渣机内，这部分冷风吸收热炉渣的物理显热和炉渣可燃物燃烧释放出来的热量，升温至 300~400℃，高温炉渣被冷却到 150℃ 以下，完成冷空气和高温炉渣的热交换，低温炉渣进入随后的碎渣和输送系统中。

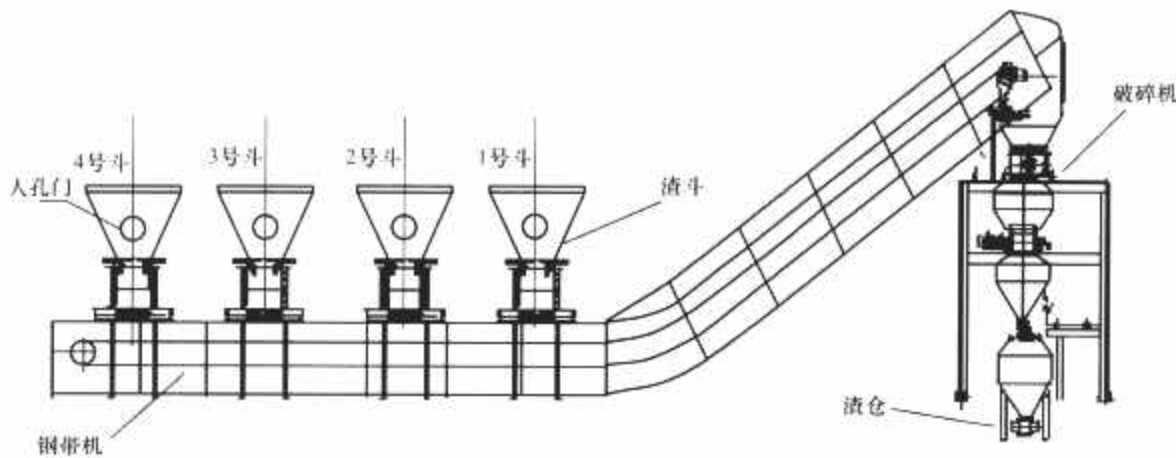


图 16.10-12 干式排渣系统

干式排渣系统冷却风对锅炉效率的影响取决于炉渣冷却风的风量和冷却风进入炉膛的温度。当炉渣冷却风吸热量一定时，冷却风风量越大，风温就越低。当冷却风温度接近二次风的热风温度时，在入炉总燃烧空气量保持不变的情况下，冷却风作为燃烧所需空气从炉底送入，经过空气预热器的冷空气量相应减少，锅炉的排烟温度会略有上升，炉底冷却风可以回收炉渣的大部分物理显热及炉渣可燃物进一步燃烧放出的热量，锅炉热效率基本不变，正常情况下，干式排渣系统对锅炉的经济性影响较小。

10.2 干排渣系统的特点

- (1) 干式排渣与电站锅炉常用的水力排渣系统相比，系

- 统简单，维护工作量少。
- (2) 干式排渣系统中，不需要用水来冷却炉渣，节约了大量的水资源；系统中没有废水排出，有利于环境保护。
- (3) 干渣中的氧化钙未被破坏，干渣活性好，便于炉渣的综合利用。
- (4) 在高寒地区和缺水地区的燃煤火电厂中，干排渣系统的应用有较好的经济效益。

10.3 干排渣系统的运行要求

干式排渣机机械部分的运行较为可靠，在运行时要注意锅炉燃用煤质变化对干式排渣系统造成的不利影响，可根据炉渣出口温度调整钢带的运行速度以调整渣层厚度，并根据

冷却风温度来调节冷却风量，以保证干式排渣系统的安全、稳定运行。

10.4 干排渣系统的主要控制与经济指标

干式排渣系统主要有以下控制指标：

(1) 炉渣冷却风量不宜超过锅炉燃烧总风量的 3%，

此时干式排渣系统对锅炉运行的影响轻微，可不作特别考虑。

(2) 干式排渣系统运行对锅炉经济性的影响较小，锅炉效率的变化一般在 $\pm 0.1\%$ 。

(3) 干式排渣系统碎渣出口温度应控制在 150°C ，确保后续系统的安全运行。

第 11 章 火力发电厂管理信息系统

1 生产管理信息系统 (MIS)

1.1 网络通信平台

1.1.1 企业内部网络总体架构

依据当今网络技术的发展的主流技术并结合发电企业的行业特点,发电企业的网络系统大多采用光纤千兆以太网技术架构企业内部的网络通信平台。网络系统的总体结构为:采用核心交换机作为企业网络的三层交换机,以星型拓扑结构与各建筑或各部门的二级交换机相连形成企业的网络主干。各二级交换机到各联网办公地点采用超 5 类双绞线进行综合布线,以实现网络通信的“千兆主干、百兆到用户桌面”的星型以太网结构。

发电企业的网络系统从逻辑上分为网络骨干层、用户接入层和远程接入层。在网络骨干层采用企业级的核心交换机,以提供高速的数据包交换和路由转发能力。核心交换机多采用 2 台组成双机双链路的冗余结构,实现网络主结点的双机备用及负载均衡。在核心交换机上配备千兆光纤通信模块以便与各二级交换机或网络系统的数据库服务器、应用服务器之间形成千兆主干的通信链路。在用户接入层,根据各建筑内信息点的数量分布和对数据流量的需求不同,可采用具有具有千兆光纤上联模块的 24 端口的二级交换机。

1.1.2 企业内部网络服务器和软件系统平台

发电企业管理信息系统的开发主要采用“B/S 三层结构”。企业数据采用后台数据库服务器的集中存储方式,后台数据库服务器一般采用两台小型机与 1 台具有光纤通道的磁盘阵列柜组成服务器双机集群系统,实现对企业数据的集中、可靠的处理和存储。web 应用服务器一般采用带有多块 SCSI 热插拔硬盘支持 RAID5 功能的高性能企业级 PC 服务器,web 服务器的数量根据企业应用系统的数据处理量和访问量而合理布局。所有应用服务器都采用支持千兆网带宽的光纤接口连接到网络核心交换机上,以提高服务器的吞吐能力,消除网络瓶颈。网络终端用户全部采用 PIV 以上的 PC 机。

1.1.3 企业信息系统的架构

发电企业应按照应用系统的整合原理和方法,从服务器配备、服务器系统平台、数据存储策略、业务功能集成和数据规范等方面对信息系统开发和运行环境进行有机的规划和布局。

整个应用系统的架构有如下特点:

(1) 服务器全部集中放置在网络中心机房,便于集中管理,同时提高系统运行的可靠性和物理安全性。

(2) 按着统一的 B/S 三层模式,采用两台小型机构成一个双机冗余的集群系统作为企业级集中、统一的后台数据库服务器;采用多台高性能的 PC server 作为独立的应用服务器,分别承担企业各应用系统的 web 服务功能,从而优化应用服务器的资源配置,避免了服务器资源的重复设置和投资浪费。

(3) 对数据库服务器采用 UNIX 系统、应用服务器采用

Windows 2000/2003 或 Linux 网络操作系统,按着环境的不同需求既确保了数据库环境的安全、稳定,又便于 web 应用简便灵活、易于实现。

(4) 通过实施发电企业设备资产管理系统、财务 ERP 系统和发电运行支持系统等集约化的应用系统,重组和优化企业的业务管理流程,实现企业业务管理的扁平化和信息系统设计开发的集成化。

(5) 通过建立统一的数据规范、编码体系和统一的数据库环境,确保了数据格式统一和各应用系统数据流的贯通。

1.2 生产管理信息系统构成

1.2.1 企业设备资产管理系统 (D7I)

企业设备资产管理系统的主要功能模块包括资产台账管理、工单管理、状态检修管理、检修项目管理、物资采购管理、物资库存管理、项目预算管理及其他功能。

(1) 资产台账管理。用于对设备资产及在设备系统中的构成及所属关系,按设备编码建立资产设备系统体系。并将与设备资产相关的资料、图样、文档及基础信息建立关联,形成完整的设备资产基础台账,为设备资产的高效管理提供了灵活、便捷的管理途径。

(2) 工单管理。用于实现设备日常消缺和检修期间的工单管理流程。可以通过对设备日常消缺或检修工单对应的项目建立项目所需的材料清单和任务清单,以便实现项目的成本预算控制。

(3) 状态检修管理。通过对单个或多个设备资产定义检修点,实现设备管理的状态维修。检修工单可以是临时的,也可以是由设备运行时间、检修次数或使用寿命规定的固有因素决定的。

(4) 检修项目管理。用于对设备消缺、检修的工单种类或性质,将设备的消缺、检修工单进行归类,并按设备特有的资源、成本和时间目标执行工单。项目管理可将大项目分解成若干个可管理的子项目,并按步骤分配每个工单的有关活动。

(5) 物资采购管理。用于控制采购订单及发票比对过程(适用于库存材料、直接采购材料、外雇人力、或外雇服务等),也可基于固定价格特性或时间及材料特性计算外雇服务的成本。

(6) 物资库存管理。通过对物资库存的在线监督,实现对物资备件及物资材料领用、发放的过程管理。通过将备件、材料分配到具体的设备消缺或检修工单,并自动产生每个工单项目的物资领料单。

(7) 项目预算管理。通过对设备的维修活动建立预算控制,实现对设备检修项目实际发生费用进行记录、监控及分析。通过与企业的财务管理系统关联,使设备检修项目的预算控制与财务预算控制建立对应的关系。

(8) 其他功能。D7I 系统还包括:数据采集模块(可将设备的运行工况参数采集到 D7I 系统作为设备点检的原始数据)、条形码模块(将物资备件、材料的库存信息扫描到库存管理系统实现快速的动态更新)。工作流定制模块(对物

资采购、工单申请等业务流程进行工作流的组态)。

1.2.2 发电生产管理

发电运行管理是发电厂生产的中心环节,生产运行管理的主要职责就是保证发电设备的正常运转,完成发电计划。为了能够完成这一职能,生产运行管理中对外需接收电力调度指令,安排好发电计划,对内通过实时数据的监视、两票管理、值长日志管理、班长日志管理,使运行工作人员和设备都有很好的生产安排,并采用定期工作管理、设备缺陷管理等手段,使发电设备处于良好的运行状态。

(1) 运行管理。集中规范管理各个运行岗位的值班记录、生产调度命令及执行情况,供全厂各部门查询了解生产情况。对设备启停、试验、操作记录进行管理,辅助运行管理人员进行运行技术分析。

(2) 工作票、操作票系统。两票管理是对操作票、工作票进行管理,并提醒运行人员完成定期操作。

(3) 统计分析。统计分析模块是生成各种统计分析报表,如生产日报、生产月报、小指标日报等,形成各种指标台账,并可以定制各类上报报表,并提供能耗指标分析,经济指标统计分析功能。

1.2.3 企业财务管理系统(FMIS)

FMIS 是进行客户化开发的面向发电企业财务管理的应用系统。FMIS 系统是引进先进的管理理念和管理方法(责任会计、项目会计、作业会计的理念),采用了先进的管理手段,结合发电企业实际需求形成的一套财务管理信息系统。FMIS 系统充分利用了 Oracle 系统的强大功能和灵活性,充分利用了 Oracle 系统内涵的现代财务管理的理念和方法,通过将管理制度和控制标准“信息化”和“程序化”,自动实现过程控制和结果控制的直接统一,充分体现以价值形式反映并控制企业经营活动中资金运动的全过程。公司通过 FMIS 系统的实现完成新的财务会计核算系统及预算管理系统的的基本架构,规范、统一公司的核算体系,实现信息透明、共享、集中管理,为查询、分析、决策提供强大支持,实现预算的事前、事中、事后控制。

FMIS 主要包括以下功能模块:

(1) 总账管理模块。总账管理模块与其他业务模块无缝连接,以资金流为核心反映企业的全面管理过程。该模块对各业务功能模块传递来的信息进行汇总、预算检查以及资金准备。在该模块,通过预算的绝对控制和建议控制,最终实现对业务的控制。

(2) 应收账款管理模块。该模块主要是对客户的应收和已收活动进行详细记录、反映和控制。主要是电费收入以及其他部分杂项收款业务在此模块处理。

其处理业务功能主要分为:①客户管理;②销售发票管理;③自动会计功能;④收款管理;⑤催款与对账管理;⑥应收账款月末处理。

(3) 应付账款管理模块。该模块主要是对公司与各主要的供应商、员工之间的业务进行记录和管理。它不仅可以达到对各种应付款项进行记录的目的,同时,也可以规范对供应商的管理以及公司内部岗位职责的设置。

应付业务主要分以下几类:①生产经营费;②设备维护费;③技改工程费;④基建工程费;⑤其他管理费。

(4) 财务资产管理模块。该模块主要是对公司各项固定资产进行管理,它与应付模块和项目模块紧密相关。通过该模块,可以实现对固定资产的分类管理。

主要处理业务包括:

1) 资产管理。资产保管、维护部门,资产使用部门记

录,资产存放地点。

2) 资产业务管理。包括资产增加、资产调整、资产转移、资产减少。

3) 资产查询及标准报表。通过 FMIS 系统提供的在线查询功能,可以方便地查询资产明细,查询资产的财务信息和折旧历史。FMIS 系统提供多个标准报表,大类可分为资产清单、资产增加报表、资产调整报表、资产报废报表、资产转移报表、会计报表、交易历史报表。

(5) 财务现金管理模块。财务现金模块主要用于银行对账、现金预测。通过该模块可以实现银行的自动对账,以及月、周、日的现金预测,实现公司资金的合理调度。

(6) 项目会计管理模块。该模块主要是对各种类型的项目(如技术改造项目、大修项目、日常维护项目以及作为项目进行管理的业务)进行控制和管理的一个模块。该模块与应付模块、固定资产模块紧密相关。所有的现金或非现金收支业务,都是通过其他模块或系统来操作,项目模块只是完成对项目进行管理、分析和查询功能。

1.2.4 企业燃料管理系统

燃料管理系统基于数据库环境和目前流行的 B/S 方式开发的燃料管理系统。该系统包括燃料业务管理和燃料综合信息服务两部分。在系统功能上实现企业内部的燃料管理的数据自动采集、处理、加工计算和综合查询,通过企业内部局域网能实现与其他应用系统(如 FMIS)之间的业务应用集成。

燃料管理系统主要包括燃料管理和综合信息服务功能模块。

(1) 燃料管理。燃料管理模块的主要功能是数据采集和处理。发电企业的燃料主要涉及煤和油的采购、贮存和使用。燃料管理主要划分为数量管理、质量管理和燃料核算三部分。其中,数量管理包括火车衡、汽车衡的称重数据的采集和处理,计划口径的调整,燃料计划与合同的管理等;质量管理包括采样数据检查、厂方数据化验处理、矿方化验数据处理、入炉煤化验处理等;燃料核算包括煤炭价格录入、煤杂费管理、货票处理和燃煤结算等。

(2) 综合信息服务。可按燃料日报、月报、综合信息分类提供各种信息查询功能。

1.2.5 办公自动化系统(OA)

办公自动化系统采用了 B/S 的开发模式,基于消息和协同工作平台 Lotus Domino/Notes R5,是一套基于工作流管理,并结合了知识管理概念的办公系统,其包含了信息的采集、加工、传输和存储,强调信息的流动处理和协同工作。

办公自动化系统主要包括公文管理和辅助办公(如电子邮件、公告板等)等功能模块。其中公文管理和电子邮件是企业办公公文流转和文件信息传递的主要工具。

(1) 公文管理。公文管理是整个办公自动化系统的核心模块。根据系统管理中用户自定义的收发文流程,完成办公事务中公文的流转,包括收、发文管理和信息纪要。在公文的流转中,各层权限都有严格的定义以确保其保密性和安全性。公文管理包括收文管理和发文管理:收文管理自动完成外来公文的登记、拟办、批示、承办、归档、查询等全过程处理;发文管理是经由起草、审稿、核稿、会签、秘审、签发、成文、发布、存档等步骤完成单位公文、部门发文的全过程处理。

(2) 企业内部电子邮件系统。企业内部电子邮件是实现企业内部部门之间、员工之间的信息交流、问题讨论及文档

传送的渠道。可通过 Lotus Notes Domino 服务器,也可实现企业内部邮件系统与 Internet 的无缝连接,实现企业内部用户与远程 Internet 用户进行邮件方式的信息交流。

1.2.6 综合档案管理系统

综合档案管理系统是基于数据库开发的面向企业科技档案和文书档案综合业务管理的应用系统。综合档案管理系统既可以自成体系,提供用户完整的档案管理和网络查询功能,也可以与本单位的办公自动化(OA)或 MIS 的信息发布等管理平台链接,形成功能完善、信息丰富、高效便捷的现代化信息管理工作。

综合档案管理系统由档案管理软件、数字化的输入/输出设备和 B/S 的三层架构体系,形成了网络化的电子档案管理和应用环境,实现电子档案的录入、整理编目、查询利用、集中存储、日常管理、系统维护和打印输出等工作。

主要功能模块有系统设置、权限设置、档案检索、数据录入、档案借阅、统计报表、收集整编、数据转换、档案销毁、光盘制作等。

1.2.7 企业内部信息发布

该系统采用标准的三层 B/S 结构,是企业快速建立网站及对网站信息进行发布的企业信息发布平台。它基于 Oracle 的关系数据库,通过 Windows 的 IIS 的 web 服务功能,为企业提供先进的易于使用和维护的信息发布及维护平台。

企业内部信息发布平台是企业信息发布的“窗口”和企业“内部网站主页”,也是企业管理信息系统的统一“入口”,企业管理信息系统的各应用系统可以通过在“内部网站主页”上进行链接,实现企业网络用户对企业主页的信息查询和应用系统的使用。在“内部网站主页”上可以设定企业信息栏目和部门信息栏目,实现对企业新闻、业务信息的发布和对应用系统的数据综合查询等。

2 火电厂厂级监控信息系统(SIS)

DL 5000—2000 中规定“当电厂规划容量为 1200MW 及以上,单机容量为 300MW 及以上时,可设置厂级监控信息系统”。火电厂厂级监控信息系统主要是为建立火电厂生产过程实时和历史数据库平台、为全厂生产过程综合优化服务的生产过程实时管理和监控的信息系统(简称 SIS)。

火电厂厂级监控信息系统(SIS)从全厂的生产控制系统采集生产实时数据,对实时数据和历史数据进行计算分析,完成厂级和机组级生产过程的监视、性能计算、经济性分析、运行优化、负荷优化分配、故障诊断等功能,为火电厂运行人员和生产管理人员提供操作指导;同时也向 MIS 提供其所需要的实时和历史数据,在全厂范围内实现信息共享,为火电厂的自动化、信息化和经济运行提供基础平台。

2.1 监控信息系统(SIS)平台

2.1.1 系统总体结构

SIS 是为火电厂生产过程监测、经济性分析和优化运行的实时监控系统,它由厂级监控网络及实时数据服务器、过程管理/分析功能站、防火墙、客户机等硬件组成。

2.1.2 系统网络

2.1.2.1 网络构架

SIS 网络容量应与发电厂规划的容量相适应,网络架构和配置满足局域网标准 IEEE802.x 和网络/网际通信协议标准 TCP/IP。SIS 系统一般设计成独立的网络,信息流为单向设计,只允许 DCS 向 SIS 发送数据。当系统中配置的某些功能要求 SIS 向 DCS 发送控制指令或设定值指令时,应

采用硬接线方式实现,并在 SIS 侧和 DCS 侧分别设置必要的数据库正确性判断功能。

2.1.2.2 网络数据流

SIS 系统通过冗余接口或设备采集生产过程控制系统的数据,通过防火墙或物理隔离设备将数据写入数据库服务器;应用软件功能站或服务器通过核心交换机进行数据处理和计算后,再回写入数据库服务器;客户端通过 SIS 显示端软件浏览或访问数据库服务器/镜像服务器。SIS 系统只有通过物理隔离设备或防火墙与 MIS 或外部网络连接。

2.1.2.3 通信速率和负荷率

网络主干的通信速率大于或等于 1000Mbit/s,功能站的通信速率大于或等于 100Mbit/s,接口设备与 SIS 的通信速率大于或等于 100Mbit/s,接口设备与生产过程控制网络接口的通信速率可依据生产过程控制网络具体情况而定,应与生产过程控制系统网络的通信速率相匹配。

网络主干通信负荷率一般小于或等于 40%,数据库服务器 CPU 平均负荷率一般小于或等于 40%、应用软件功能站 CPU 平均负荷率一般小于或等于 40%。

网络主干的信息传输介质以及核心交换机均采用冗余配置,并且冗余配置的设备具有故障在线自动切换功能。

2.1.2.4 通信协议

SIS 系统遵循多种标准的开放协议,采用 B/S 或 C/S 开放性体系架构,使用标准的数据访问和接口规范,具有良好的可扩展性。

2.1.2.5 系统时钟

SIS 的实时时间通过 GPS 时钟进行同步,保证与全厂控制系统和其他计算机监测系统时钟的一致。

2.1.3 系统硬件

2.1.3.1 实时/历史数据库服务器

实时/历史数据库服务器应配置高性能、高可用性、升级便捷和维护方便的企业级数据库服务器。

SIS 可采用容错数据库服务器或冗余配置的数据库服务器,并支持多服务器结构或者网络服务器结构。数据库服务器应配置可热插/拔的冗余硬盘驱动器、可热插/拔的冗余电源及可热插/拔的冗余风扇。

2.1.3.2 交换机

核心交换机的选择应具有高度的稳定性及可扩充性,可以采用国内外著名品牌产品,并选配热插/拔的冗余电源及热插/拔的冗余风扇。非核心交换机可以依据具体情况选配。

2.1.3.3 数据库载体

选择数据库载体一般采用数据库服务器共享磁盘冗余阵列、容错服务器。

数据库载体宜使用独立磁盘冗余阵列(Redundant Array of Independent Disks, RAID)存储技术为 RAID3 或 RAID5 方案。

2.1.3.4 数据采集接口设备

数据采集接口设备依据接口数量和数据采集速率要求进行选择。

数据采集接口与生产过程控制系统的连接可采用分布和集中相结合的方式。对于 DCS 一般使用分布式的数据采集接口,对于规模比较小的辅助车间控制系统,宜先集中,再与 SIS 数据采集接口连接。

数据接口设备宜通过网卡或冗余接口机与交换机连接,当其中一个数据通道故障时,不影响数据接口设备与数据库服务器的通信。

数据接口设备的数据缓存存储器应能至少存储一周的生

产过程信息,在网络通信等故障发生时,以支持采集数据的缓存功能,并支持网络唤醒,在网络通信恢复正常时,自动将缓存存储器中的数据送至数据库服务器。

2.1.3.5 功能站和客户机

需要展现生产过程细节和详细功能的功能站和客户机可以使用 C/S 结构;作为信息发布和一般性展现、浏览性质的客户机可以使用 B/S 结构。

功能站的数量根据系统设计的应用功能来配置,可以设置系统维护站,计算站,发布镜像站,负荷分配站等,其设置的原则为在最小的投资下,满足应用功能的要求。

客户机的数量可根据用户需求和有关显示端软件的授权个数来配置。

2.1.3.6 外围设备

SIS 外围设备一般配置网络打印机和客户端打印机各一台,用于完成报表输出及画面和趋势曲线复制功能。

必须配置系统和数据备份设备。备份设备可选用磁带驱动设备或可读写光盘驱动设备。在条件具备时,也可以采用高性能的中央磁带备份系统。

2.1.4 系统软件

2.1.4.1 操作系统

SIS 网络应使用稳定、可靠、有正式授权的操作系统,一般为 Windows NT、Windows 2000、Windows 2003 标准或企业版及 UNIX 等流行的操作系统。

2.1.4.2 实时/历史数据库

(1) 一般要求。SIS 系统应使用稳定、可靠、有正式授权的数据库系统。实时/历史数据库平台应采用开放式体系结构和分布式系统设计,其配置应满足 SIS 和企业信息综合应用的要求。

数据库平台应支持实时/历史数据库数据文件的备份、恢复功能,归档文件的创建、复制、删除、备份等管理功能以及二次计算结果数据的存储功能。

数据库服务器平台应提供经济存储或者优化存储的手段,提供数据压缩方法,以及用户可对压缩能力选择的途径。在保证数据精度的基础上具有高效的数据压缩能力。

(2) 数据库管理。数据库服务器平台应能提供计算引擎或者计算接口,支持数据的二次计算能力。

实时/历史数据库平台应能对不能自动采集的数据提供手动输入,但不可对自动采集的数据进行修改。

数据标签应能定义火电厂所有数据类型,反映过程数据的全部属性,能单独或者批量进行标签组态;系统应能提供数据标签在线维护功能,包括创建、更新、删除、查询数据标签点。

实时/历史数据库平台应具有采集事务、用户事务和触发事务能力,采集事务应具有周期方式和事件触发方式,周期方式的周期应具有小于或等于 1s 的能力,事件触发方式应能实时响应。

能使用结构化查询语言 (Structured Query Language, SQL) 查询服务器信息、数据标签属性以及实时/历史数据库数据、二次计算数据和统计数据等。

数据库服务器平台应能支持基于角色的用户权限管理,用户只能在相应的授权范围内管理或使用数据库。

数据库服务器平台应具有运行管理功能、审计功能和日志功能。

数据库服务器平台应具有阻止计算机病毒入侵的严格措施,以及防止由于操作失误等人为因素造成的破坏数据库系统的容错能力。

(3) 数据库应用。能支持授权用户配置数据标签点,对标签点数据值的读、写。

应确保实时/历史数据库中数据值的时间戳与现场物理值的时间戳相差不超过预定义的最大时间间隔;其计算点的时间戳在允许的范围之内;确保分布数据源的数据时间戳的一致性。数据库服务器平台应能支持标准的客户/服务器结构和浏览器/服务器结构。

数据库服务器平台应能提供规范的开放式数据库互联接口、基于组件对象模型技术、基于应用程序编程接口和软件开发工具包的方式提供函数调用接口、内嵌面向应用的可视化 Basic 等脚本编程语言,以支持应用功能软件的开发。

数据库系统应具备一系列具有组件技术的、易学易用的基本客户端软件,主要包括绘图功能软件、数据库生成软件、动态显示和数据更新软件、棒图和趋势图生成和显示软件、报表开发软件以及多数据库数据浏览软件等。

(4) 数据采集接口软件。数据采集接口软件可以在服务器上运行,也可以在接口设备上运行。数据采集接口的数据采集周期应能达到小于或等于 1s 的能力。

数据采集接口应具有对象链接和嵌入的过程控制协议、API 等构成的多种标准接口及火电厂各类 DCS、可编程逻辑控制器等生产过程控制系统的接口驱动程序。

(5) 数据备份软件。备份软件必须具备直观、操作简单的用户界面,与操作系统 100% 的兼容,支持数据库和群集应用方式。

2.1.5 系统安全和网络管理

2.1.5.1 一般要求

SIS 应具有完备的安全策略,以保证 SIS 与生产过程控制系统的运行安全。SIS 安全涉及的范围应包括恶意代码、非法攻击以及误操作。SIS 安全还应从技术上、管理上综合考虑。

2.1.5.2 SIS 安全网络结构

SIS 的网络架构、与外部网络和生产过程控制系统的连接要求,可以按照网络不同安全级别进行设置,满足国家对生产过程计算机监控系统的有关规定,保护各网络的安全运行。

当 SIS 网络独立于 MIS 网络时,应在 SIS 网络与 MIS 网络之间安装硬件的网络单向传输装置(单向物理隔离装置)。

当 SIS 与 MIS 共用同一网络时,应在生产过程控制系统与 SIS 之间安装硬件的网络单向传输装置(单向物理隔离装置)。该装置使生产过程控制系统发送到 SIS 网络的数据正常通过,而阻断从 SIS 网络发送到生产过程控制系统的任何数据。在 SIS 与 MIS 之间还应加装防火墙。

2.1.5.3 SIS 网络防病毒和防非法入侵策略

网络应设置独立的防病毒服务器或者防病毒服务功能,并安装经过国家计算机安全部门认证的防病毒软件和防非法入侵软件。

系统管理人员必须定期地用人工的方式升级防病毒软件及病毒定义码,定期对系统中的计算机设备进行全面病毒扫描和杀毒。每月至少应对 SIS 网络上的计算机设备进行一次全面的病毒扫描。

2.1.5.4 SIS 系统软件与应用软件的安全可靠性

除 SIS 系统采用稳定、可靠、有正式授权的操作系统和数据库系统外,SIS 应用软件应经过严格的测试,应具有软件认证部门的测试报告。

2.1.5.5 安全管理和网络管理

SIS 机房和系统管理功能站应建立严格的专业管理制度, 应由专门的 SIS 管理员负责。加强人员的出入和操作的管理和记录, 重要操作应有监护人, 并详细记录操作内容及操作步骤。

网络安全分析的主要功能应包括可疑登录用户分析、密码猜测监测、登录用户可疑操作分析等。网络管理的主要功能包括性能参数实时监测、异常指标警告与故障预警、历史数据分析、日志与报表等。

2.1.6 其他

2.1.6.1 机柜、接线和布置

SIS 网络主干设备和功能站一般安装于单独的设备间。对于不具备单独设备间的火电厂, 可安装于电子间, 或者火电厂的信息中心。

集成电子装置的机柜安装在室内或无酸碱腐蚀的室外环境时, 其外壳防护等级应符合 IP54 等级的要求; 柜门应有导电门封垫条, 以提高抗射频干扰能力; 机柜布置应考虑散热空间及空气过滤装置, 在机柜内宜安装温度检测开关, 当温度过高时应能自动报警。

SIS 机柜内配置的端子排、电缆夹、电缆走线槽以及接线槽均需采用抗燃材料制造的产品, 设备之间互联的通信电缆、信号电缆、双绞线 (包括两端的接触件) 等防火要求应符合 GB 50229—2006《火力发电厂与变电站设计防火规范》中的相关规定。同时应根据电缆敷设场地情况, 考虑选用耐火、阻燃、防啃的电缆, 以及对电缆桥架采取必要的防紫外线措施。

2.1.6.2 电源和环境

SIS 网络主干设备和功能站以及集控室、值长室客户机必须有两路供电电源集中供电, 其中一路应为不间断供电电源 (Uninterrupted Power Supply, UPS), UPS 应由可靠电源供电, 两路电源应具备自动无扰切换功能。其他设备可采取就地供电的方式。

SIS 供电电源至少必须有 25% 的裕度。UPS 的容量应能在系统不能正常供电的情况下, 至少保证大于或等于 15min 的供电时间。

2.1.6.3 接地、过电压 (防雷) 保护及抗干扰

SIS 安装在发电厂主厂房时, 其接地系统必须能够直接接到火电厂电气接地网上; SIS 与 MIS 一起安装在信息中心时, 必须能够和 MIS 使用同一个接地网, 其接地电阻应符合火电厂电气系统接地电阻的有关规定。

SIS 网络主干设备、电源以及重要电源电缆线等应考虑过电压 (防雷) 保护措施, 可在相关设备安装电涌保护器 (Surge Protective Device, SPD), 以防止过电压对 SIS 设备产生危害。

2.2 监控信息系统 (SIS) 功能

厂级监控信息系统 (SIS) 功能的配置遵循下列原则。

厂级监控信息系统 (SIS) 功能分为基本功能和可选功能: 生产过程信息采集、处理和监视, 生产过程信息分析和统计, 机组级性能计算和分析, 厂级性能计算和分析, 机组经济性指标分析, 优化运行曲线和设备操作指导, 机组在线性能试验, 设备状态监测为 SIS 的基本应用功能; 对于不具有 AGC 直调功能的火电厂, 负荷优化分配功能也可纳入 SIS 的基本应用功能, 其他应用功能则为可选功能。

2.2.1 生产过程信息采集、处理和监视

生产流程监视系统包括各机组 DCS 系统, 机组脱硫系统、

全厂辅助车间系统等所有的控制系统, 其生产流程都能在 SIS 系统的工作站和终端进行监视。生产工艺流程监视画面应能反映各系统特点, 应能以趋势图、棒图、相关参数组等多种形式进行画面显示, 应正确显示生产过程数据、设备状态、报警状态、经济指标、运行指导等信息, 参数显示应能显示实时值, 在定义时段内的最大值、最小值, 以及平均值。

画面必须支持符合国家标准汉字编码, 生产工艺流程的颜色标记必须符合发电厂常规要求。

模拟图及单画面动态刷新数据的总量应能满足监视要求, 实时数据刷新周期应不超过 1s, 画面切换时间应不超过 2s。

2.2.2 生产过程信息分析和统计

生产过程信息分析和统计是对生产过程的信息和经过计算和处理的数据形成一定格式和内容的报表等。具体的报表应照实时性以及企业管理分工要求分别由 SIS 等系统完成。

系统应能支持在线图表软件, 以便实现报表的拓展功能。系统应具有报表打印输出和显示画面复制功能。用户操作界面友好。

2.2.3 机组级性能计算

机组级性能计算包括发电煤耗、供电煤耗、厂用电率、锅炉效率、锅炉修正效率、汽轮机热耗率、汽轮机修正热耗率、高压缸效率、中压缸效率、主蒸汽压力、主蒸汽温度、再热蒸汽压力、再热蒸汽温度、再热器压损、锅炉排烟温度、烟气含氧量、飞灰含碳量、驱动给水泵汽轮机用汽量或者电动给水泵用电量、凝汽器真空、凝结水过冷度、最终给水温度、各加热器端差、过热器减温水流量、再热器减温水流量、燃料发热量、辅助蒸汽用汽量、机组补水率、轴封漏汽量等。

除上述性能指标外, 在测点具备条件的系统中还可对凝汽器、加热器、空气预热器、汽动给水泵组、风机性能进行在线计算。

2.2.4 厂级性能计算

厂级性能计算包括全厂运行性能因子、全厂发电煤耗、全厂供电煤耗、全厂发电量、全厂供电量、全厂燃煤量、全厂燃油量、全厂补给水量、全厂汽水品质指标、全厂辅助用汽量等。

全厂运行性能因子 (plant performance coefficient) 是全厂各台机组通过优化运行达到的基准供电煤耗与实际供电煤耗的比值。

2.2.5 机组经济性指标分析

机组经济性指标分析项目包括可控耗差和不可控耗差。可控耗差包括主蒸汽压力、主蒸汽温度、再热蒸汽温度、锅炉排烟温度、烟气含氧量、飞灰含碳量、驱动给水泵汽轮机用汽量或者电动给水泵用电量、厂用电率、凝汽器真空、最终给水温度、各加热器端差、过热器减温水流量、再热器减温水流量。不可控耗差包括再热器压损、燃料发热量、高压缸效率、中压缸效率、辅助蒸汽用汽量、机组补水率、凝结水过冷度、轴封漏汽量等。

2.2.6 运行优化曲线和设备操作指导

机组运行优化曲线主要涉及有主蒸汽压力、主蒸汽温度、再热蒸汽温度、烟气含氧量、凝汽器真空等参数。

设备操作指导涉及高压调节汽门开度、送风机挡板开度、燃料风挡板开度、燃尽风挡板开度、磨煤机投运方式、循环水泵运行方式等。

2.2.7 机组在线性能试验

在线性能试验包括锅炉性能试验、汽轮机性能试验、凝

汽器性能试验、空气预热器漏风率试验和真空严密性试验。试验完毕后自动生成性能试验报告并存储,以便运行和管理人员随时查看报告。

2.2.8 负荷优化分配

负荷优化分配分实时负荷分配和时段负荷分配两种方式,包括三种运行模式:手动模式、自动发电控制(简称 AGC)模式和 96/288 点负荷曲线模式。根据全厂主、辅机投入和运行状况,按照各机组运行煤耗特性及满足电网安全的条件下,以全厂最大收益为目标,进行最优化的负荷分配。负荷优化分配开环指导方式的控制指令,应由值长确认后用于控制系统。对于闭环调节方式的控制指令,必须采用硬接线方式实现,并在 SIS 侧和 DCS 侧分别设置必要的数

2.2.9 设备状态监测和故障诊断

(1) 设备状态监测。采集和监视全厂主机及主要辅机设备运行状态及参数,并将其存入数据库,作为实现火电厂状

态检修功能和设备故障诊断的基础数据。

(2) 机组故障诊断。机组故障诊断包含参数级诊断(参数劣化分析)、设备级诊断、系统级诊断三个层次,并提供具体对策和处理措施,指导运行调整和检修处理。

(3) 金属状态检测监督和机组寿命管理。包括对过热器、再热器、汽包、高温联箱、主蒸汽管道、再热蒸汽管道、汽轮机转子、汽缸等机组主要设备和部件的金属材料老化状态进行检测与监督,预测部件的老化程度和老化速度、评估机组关键部件的寿命损耗及剩余寿命、失效时间及失效后所产生的风险大小,提出综合的分析和建议。

(4) 汽轮发电机组振动监测数据管理。可将汽轮机发电机组振动分析、故障诊断结果及处理指导信息在 SIS 系统中展现。

2.2.10 其他功能

SIS 系统的其他功能是指目前尚未成熟,但将来可以纳入的高级应用功能。

参考文献

- [1] 《中国电力百科全书》编辑委员会. 中国电力百科全书: 火力发电卷. 2版. 北京: 中国电力出版社, 2001.
- [2] 赵常兴. 汽轮机组技术手册. 北京: 中国电力出版社, 2007.
- [3] 河南省电力公司. 火电工程调试技术手册: 汽轮机卷. 北京: 中国电力出版社, 2002.
- [4] 中国华东电力集团公司科学技术委员会. 600MW 火电机组运行技术丛书. 北京: 中国电力出版社, 2000.
- [5] 国家电力公司发输电运营部. 《防止电力生产重大事故的二十五项重点要求》辅导教材. 北京: 中国电力出版社, 2001.
- [6] 岑可法, 倪明江, 骆仲泮, 等. 循环流化床锅炉理论与运行. 北京: 中国电力出版社, 1998.
- [7] 党黎军. 循环流化床锅炉的启动调试与安全运行. 北京: 中国电力出版社, 2002.
- [8] 刘德昌, 陈汉平, 张世红, 等. 循环流化床锅炉运行与事故处理. 北京: 中国电力出版社, 2006.
- [9] 西安电力高等专科学校. 600MW 火电机组培训教材: 锅炉分册. 北京: 中国电力出版社, 2006.
- [10] 刘凯, 徐基琅, 吴日舜, 等. 汽轮机试验. 北京: 中国电力出版社, 2005.
- [11] 冯俊凯, 沈幼庭, 杨瑞昌. 锅炉原理及计算. 北京: 科学出版社, 2003.
- [12] 西安热工研究所, 东北技术改进局. 燃煤锅炉燃烧调整试验方法. 北京: 水利电力出版社, 1974.
- [13] 林宗虎. 锅炉测试. 北京: 中国计量出版社, 1998.
- [14] 岑可法. 锅炉燃烧试验研究方法 & 测量技术. 北京: 水利电力出版社, 1995.
- [15] 周德贵, 巩本宁. 同步发电机运行技术与实践. 北京: 中国电力出版社, 2004.
- [16] 中国华北电力集团公司安全监察部. 火力发电厂安全性评价. 北京: 中国电力出版社, 1995.
- [17] 岑可法, 樊建人, 池作和, 等. 锅炉和热交换器的积灰、结渣、磨损和腐蚀的防止原理与计算. 北京: 科学出版社, 1994.
- [18] 许传凯. 煤粉锅炉炉内结渣原因与对策的分析研究// 全国火电厂锅炉安全经济运行技术研讨会论文集. 珠海, 2005.
- [19] 中国动力工程学会. 火力发电设备技术手册: 第二卷 汽轮机. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [20] 阎维平, 梁秀俊, 周健, 等. 300MW 燃煤电站锅炉积灰结渣计算机在线监测与优化吹灰. 中国电机工程学报, 2000(9): 84-88.
- [21] 陈宝康, 阎维平, 高正阳, 等. 300MW 燃煤电站锅炉受热面优化吹灰模型的研究与实现. 动力工程, 2004(4): 465-489.
- [22] 陈宝康, 阎维平, 朱予东, 等. 燃煤电站锅炉对流受热面灰污层增长预测模型的研究. 华北电力大学学报, 2004, 31(2): 32-35.
- [23] 陈宝康, 阎维平, 高正阳, 等. 电站锅炉炉膛污染和吹扫对对流受热面运行的影响分析. 热力发电, 2004, 33(3): 27-30.
- [24] 张学延. 汽轮发电机组振动诊断. 北京: 中国电力出版社, 2008.
- [25] 蔡颐年. 蒸汽轮机. 西安: 西安交通大学出版社, 1988.
- [26] 能源部西安热工研究所. 热工技术手册: 汽轮机组. 北京: 水利电力出版社, 1991.
- [27] 李青, 公维平. 火力发电厂节能和指标管理技术. 北京: 中国电力出版社, 2006.
- [28] 布罗章斯基 BM. 烟方法及其应用. 王加璇, 译. 北京: 中国电力出版社, 1996.
- [29] 林万超. 火电厂热系统节能理论. 西安: 西安交通大学出版社, 1994.
- [30] 于新颖, 居文平, 杨寿敏. 国产引进型 300MW 汽轮机组凝汽器冷却面积探讨. 热力发电, 2004(8): 48-51.
- [31] 于新颖, 居文平, 杨寿敏. 影响国产 300MW 机组冷端性能的主要因素. 电站辅机, 2004(1): 12-15.
- [32] 于新颖, 薛彦廷. 300MW 机组热力系统和辅机节能降耗技术. 中国电力, 2006(6): 54-59.
- [33] 常焕俊. 电力企业技术监督实用手册. 北京: 中国电力出版社, 2005.
- [34] 能源部西安热工研究所热工技术手册编写委员会. 热工技术手册: (4) 电厂化学. 北京: 水利电力出版社, 1991.
- [35] 国家电力公司发输电运营部. 电力厂业技术监督标准汇编: 绝缘监督(上、中、下册). 北京: 中国电力出版社, 2003.
- [36] 国家电力公司发输电运营部. 电力工业技术监督标准汇编: 继电保护监督. 北京: 中国电力出版社, 2003.
- [37] 国家电力公司发输电运营部. 电力工业技术监督标准汇编: 电测监督. 北京: 中国电力出版社, 2003.
- [38] 国家电力公司发输电运营部. 电力工业技术监督标准汇编: 电能质量监督. 北京: 中国电力出版社, 2003.
- [39] 国家电网公司. 国家电网公司专业技术监督规定. 北京: 中国电力出版社, 2006.
- [40] 徐治皋. 现代电站锅炉炉膛安全监控系统. 南京: 东南大学出版社, 2003.
- [41] 焦树键. 燃气—蒸汽联合循环. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [42] 周明. 现场总线控制. 北京: 中国电力出版社, 2001.
- [43] 颜渝坪. 现场总线控制系统—火电厂现代化控制、管理和决策的基石. 中国电力, 2003, 36(3): 54-58.
- [44] 颜渝坪, 崔逸群, 王春利. 火力发电厂现场总线控制系统的成功应用. 中国电力, 2007, 40(3): 56-60.
- [45] 李耀君, 于新颖, 赵毅. 火电厂维修优化技术发展模式的探讨. 电力设备, 2004, 5(5): 7-10.
- [46] 李耀君, 于新颖. 火电厂设备状态检修技术. 中国电力, 2005, 38(4): 9-15.
- [47] 刘家钰. 电站风机改造与可靠性分析. 北京: 中国电力出版社, 2002.
- [48] 中国动力工程学会. 火力发电设备技术手册: 第四卷 火电站系统与辅机. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [49] 杨宝红, 汪德良, 王正江, 等. 火力发电厂废水处理与回用. 北京: 化学工业出版社, 2006.
- [50] Jovanovic A. Risk-based inspection and maintenance

- in power and process plants in Europe. Nuclear Engineering and Design, 2003(226): 165-182.
- [51] Albrecht. SCR acceptance tests on Trimble County Station Unit 1. Germany; E.ON Engineering GmbH, 2002.
- [52] Cortes C, Bella O, Valero A. Ash fouling monitoring and sootblowing optimization in pulverized coal-fired utility boiler//In: proc. 10th Inter. Pittsburgh Coal Conf. 'Coal Energy and Environment', Pittsburgh, 1993; 703-708.
- [53] Thompson S, Li N. Boiler fouling, monitoring and control. Computing & Control Engineering Journal, 1992(11): 282-286.
- [54] 木原重光, 富士彰夫. RBI/RBM 入門リスク評価によるメンテナンスリス. 東京: 日本プラントメンテナンス協会, 2002.
- [55] Brian J Cane. Risk and Life Management of Ageing Power Plant Assets//Shu Guogang, Li Yaojun. Life Management and Life Extension of Power plant, Xi'an; CSEE SPCC, 2000; 1-15.
- [56] 侯维岩, 费敏瑞. PROFIBUS 协议分析和系统应用. 北京: 清华大学出版社, 2006.